This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

Hausbrand

Verdampfen, Kondensiren und Kühlen.

Erklärungen, Formeln und Tabellen

für den

praktischen Gebrauch.

Von

E. Hausbrand,
Oberingenieur der Firma C. Heckmann in Berlin.

Mit 21 Figuren im Text und 76 Tabellen.

Berlin.
Verlag von Julius Springer.
1899.

3-VOI

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
141632
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.
1899.

Alle Rechte, insbesondere das der
Uebersetzung in fremde Sprachen vorbehalten.

NEW YORK
PUBLIC
LIBRARY

Druck von E. Buchbinder in Neu-Ruppin.

Vorwort.

Die Aufgaben, welche bei der Konstruktion von Apparaten für die Verdampfung, Kondensation und Kühlung zu lösen sind, hängen eng mit den Gesetzen der Wärme-Uebertragung zusammen. Wenngleich diese physikalischen Gesetze im Allgemeinen wohl als bekannt angesehen werden können, so fehlt uns doch oft die zuverlässige Kenntniss der in jedem der so verschiedenen Fälle gültigen Erfahrungs-Koefficienten, ohne welche die ausführenden Ingenieure nun einmal nicht zu schaffen vermögen. Unzählige Versuche sind von mehr oder weniger kompetenten Experimentatoren zur Beseitigung dieses Mangels angestellt worden, aber die gefundenen Resultate sind in der Literatur zerstreut, oft nur für ganz specielle Fälle und bisweilen ohne Berücksichtigung aller obwaltenden Umstände gewonnen. Viele werden als werthvolle Schätze von ihren Gewinnern geheim gehalten.

Auch die sehr verdienstvolle auf Veranlassung des Vereines deutscher Ingenieure von Herrn Professor Dr. Molier in der Zeitschrift d. V. d. Ingenieure 1897 No. 6 und 7 veröffentlichte Arbeit, in welcher der gegenwärtige Stand unseres Wissens über diese Verhältnisse sehr klar dargelegt wird, giebt, wie es auch nicht ihre Absicht ist, direkt für die Praxis zu verwendende Zahlen nicht.

Hierzu sind neue Versuche in grösserem Massstabe erforderlich, welche alle im Betriebe eintretenden Umstände, besonders auch die absolute Grösse der Heizflächen berücksichtigen müssten. Neuerdings hat der Verein deutscher Ingenieure diesem Gebiet sein Interesse zugewandt. Seine Kompetenz und seine reichen Mittel lassen die besten Erfolge erwarten.

Auch für die Beantwortung anderer bei der Konstruktion von Verdampfungs- und Kühlungs-Anlagen auftretenden Fragen fehlt zur Zeit die auf genaue und vielseitige Versuche gestützte Kenntniss der Vorgänge, z. B. diejenige des Druckes, den verdünnte oder komprimirte Gase und Dämpfe auf schwebende Tropfen ausüben — diejenige der Reibungswiderstände verdünnter Dampfströme in weiten Rohren und andere.

Es wäre sehr zu wünschen, dass in absehbarer Zeit auch diese Lücken durch geordnete und zuverlässige Versuche zum Nutzen der gesammten Technik ausgefüllt würden.

Aber noch ehe diese Wünsche erfüllt sein werden, müssen doch alle Arten von Apparaten dieser Gattung gebaut werden, und da unseres Wissens ein Buch fehlt, in dem so weit es angeht die meisten der die Verdampfung betreffenden Fragen und Umstände (insbesondere hinsichtlich der Hauptabmessungen und der zu erwartenden Leistung von Apparaten) für die Praxis zusammenhängend erörtert werden, so ist in den folgenden Blättern ein Versuch dazu unternommen worden.

Es sind hierbei sowohl allgemein zugängliche Materialien, als auch höchst werthvolle Nachrichten von wohlgesinnten Freunden und endlich die in einer längeren Praxis gesammelten Erfahrungen und Versuchs-Resultate verwendet worden.

Aber es liegt in der Natur der oben angedeuteten Umstände, dass Manches in diesen Erörterungen hypothetischen Charakter haben muss, was der freundliche Leser berücksichtigen wolle.

Die knapp bemessene Zeit gestattet es dem auf diesem Gebiet nicht ganz heimischen Ingenieur oft nicht, die für die

Verwendung in einem speciellen Fall schnell benöthigten Angaben durch längeres Studium in der Fachliteratur zu suchen, oder längere Rechnungen anzustellen, daher sind, wo es thunlich erschien, Tabellen eingefügt worden, welche für viele vorkommende Fälle die leicht zu findende Antwort auf bestimmte gestellte Fragen enthalten. Diese Tabellen gewähren ausserdem den Vortheil des klaren Ueberblickes über die Wirkungen, die veränderte Annahmen erzeugen, welchen Vortheil die Konstrukteure wohl zu schätzen wissen.

Bei der ungemeinen Vielgestaltigkeit der in der Industrie verwendeten Apparate und Maschinen, dem steten und schnellen Wechsel ihrer Bedürfnisse und ihrem raschen Fortschritt auch auf diesem Gebiet ist eine vollkommene Behandlung aller möglichen Fälle allerdings nicht wohl zu erreichen.

Leitend bei der Abfassung dieser Arbeit war der Wunsch, möglichst vollkommene und zuverlässige Hülfe für die bei der Konstruktion und im Betriebe von Apparaten zur Verdampfung, Kondensation und Kühlung zu lösenden Aufgaben zu schaffen. Wenn sie nicht ganz diesen Wunsch erfüllt, so wird sie vielleicht als ein brauchbares Fundament für fernere Bemühungen zu betrachten sein.

Nun bleibt die angenehme Pflicht, unsern Dank auszusprechen allen Freunden, die durch Mittheilung von Erfahrungsresultaten den Inhalt dieser Blätter bereichern halfen und dem Herrn Verleger für die würdige Ausstattung des Buches.

Berlin, August 1899.

Der Verfasser.

Inhaltsverzeichniss.

Abschnitt		Seite
	Vorwort	III
	Einleitung	1
I.	**Vom Wärme-Transmissions-Koefficienten k und der mittleren Temperatur-Differenz ϑ_m**	2
	Logarithmische Gleichung für ϑ_m, Fig. 1—4	3
	Endliche Gleichung für ϑ_m, Tab. 1	6
II.	**Gleichstrom und Gegenstrom**, Tab. 2, Fig. 5	9
III.	**Die Anlagen zum Heizen mit direktem Feuer**	11
	Eigenschaften einiger Brennstoffe, Tab. 3	12
	Transmissions-Koefficient k_t, Tab. 4	15
IV.	**Das Einblasen von gesättigtem Wasserdampf**	17
V.	**Der überhitzte Wasserdampf**	19
	Wärmeverbrauch zum Ueberhitzen, Tab. 5	20
	Volumen des überhitzten Dampfes, Tab. 6	20
	Heizfläche der Ueberhitzer, Tab. 7 und 8	21
	Transmissions-Koefficient k	22
VI.	**Verdampfung vermittelst heisser Flüssigkeiten**	23
VII.	**Von der Wärmeübertragung im Allgemeinen und der des gesättigten Wasserdampfes im Besonderen**	24
	Mindernde und fördernde Einflüsse auf die Wärmeübertragung	25
	Eigenschaften des gesättigten Dampfes, Tab. 9	26
	Einfluss der Wanddicke, Tab. 10 und 11	32
VIII.	**Wärmeübertragung des gesättigten Dampfes in Rohren (Schlangen) und Doppelböden**	36
	A. Heizrohre (Schlangen)	36
	Transmissions-Koefficient k_v beim Verdampfen, Tab. 12	38
	Verdampfungs-Leistung kupferner Rohre, Tab. 13	41
	Transmissions-Koefficient k_c beim Erwärmen	42
	rdampfungsrohre	42
	h durch Ventile eintritt, Tab. 14	48

Abschnitt		Seite
VIII.	C. Doppelböden und weite Heizmäntel	50
	Ihre Wärme-Uebertragung an siedende	51
	und nicht siedende Flüssigkeit	52
IX.	**Verdampfung im Vakuum**	53
	Erniedrigung des Siedepunktes, Tab. 15	55
	Wärme-Uebertragung	58
X.	**Von den Mehrkörper-Verdampf-Apparaten**	59
	A. Verdampfungs-Leistung jedes Körpers, Fig. 7 u. 8	59
	Dampfverbrauch jedes Körpers, Fig. 9 und 10	62
	Erhöhung des Siedepunktes der unteren Saftschichten, Tab. 16	68
	Dampfentwicklung jedes Körpers, Tab. 17	74
	B. Trockengehalt der Säfte in jedem Körper, Tab. 18	87
XI.	**Mehrkörper-Verdampf-Apparate, aus denen Extradampf abgegeben wird**	93
	A. Verdampfungs-Leistung jedes Körpers, Tab. 19, Fig. 11	94
	B. Trockengehalt der Säfte in jedem Körper, Tab. 20 und 21	100
XII.	**Wassergewicht, das aus 100 kg Lauge zu verdampfen ist, um deren ursprünglichen Trockengehalt von 1 bis 25 % auf 20 bis 70 % zu erhöhen**, Tab. 22	107
XIII.	**Das gegenseitige Verhältniss der Heizflächen der einzelnen Körper bei Mehrkörper-Verdampf-Apparaten und ihre wahre Grösse**	109
XIV.	**Vom Druck, den Dampf- und Gasströme auf schwebende Wassertropfen ausüben**	115
XV.	**Von den Wegen schwebender Wassertropfen, auf die Dampf- und Gasströme wirken**	120
	A. Vertikaler Dampfstrom und fallende Tropfen, Tab. 23	120
	B. Horizontaler oder geneigter Dampfstrom auf fallende Tropfen, Fig. 12, Tab. 24	123
	C. Vertikaler Dampfstrom und schräg abgeschleuderte Tropfen, Fig. 13, Tab. 25	126
XVI.	**Das Emporschleudern der Masse aus siedender Flüssigkeit**	129
	A. Die Steighöhen der Massen, wenn sie vom Dampfstrom beeinflusst werden	129
	B. Die Springhöhe der Massen, wenn sie nicht vom Dampfstrome beeinflusst werden	131
	1. Bei Dampfheizkörpern mit vertikalen Heizrohren, Tab. 26, a, b, c, d	132
	2. Bei Dampfheizkörpern in Form von Schlangen und Doppelböden und bei offenem Feuer, Tab. 27	148

Abschnitt Seite

XVI. C. Der Einfluss des Dampfstromes auf emporgeschleuderte Tropfen 150
D. Der Einfluss des Dampfstromes auf emporgeschleuderte Blasen, hohle Tropfen, und die Mittel, ihren Verlust zu verhüten, Tab. 28 . 153
E. Volumen-Vergrösserung aufsteigender Dampfblasen, Tab. 29 157

XVII. **Die Weite der Rohrleitungen für Wasserdampf, Alkohol-Wasserdampf und Luft.**
A. Für Wasserdampf 159
Vergleich der Resultate der Formeln von Schmidt und Fischer und Gutermuth, Tab. 30 160
Geschwindigkeit des Wasserdampfes in Rohren von 20 m Länge bei 0,5 % Druckverlust, Tab. 31 . . . 165
Dampfgewicht, das dabei stündlich durch die Rohre strömt, Tab. 32 166
B. Für Alkohol-Wasserdampf 171
Geschwindigkeit des Alkohol-Wasserdampfes in Rohren von 3 m Länge bei 0,5 % Druckverlust, Tab. 33, und Dampfgewicht, das dabei stündlich durch die Rohre strömt, Tab. 34 . . . . . .
C. Für Luft 173
Luftgeschwindigkeit und Luftgewicht, das bei 0,5 % Druckverlust stündlich durch die Rohre strömt, Tab. 35

XVIII. **Die Weite der Wasserrohrleitungen,** Tab. 36 174

XIX. **Wärmeverlust der Apparate und Rohrleitungen an die umgebende Luft** 184
A. Wärmeverlust durch Strahlung und Leitung .
1. Nach E. Péclet's Gleichungen, Tab. 37 184
Vergleich von Versuchs- und Rechnungs-Resultaten, Tab. 38 192
Wärmeverlust pro laufenden Meter Rohr und Quadratmeter Fläche, Tab. 39 194
2. Nach einer neueren Gleichung, Tab. 40 198
Wärmeverlust der Mehrkörper-Verdampf-Apparate . 199
B. Wärmeschutzmittel 200

XX. **Von den Kondensatoren** 201
A. Die Einspritz-Kondensatoren 203
1. Allgemeines, Fig. 14, 15 203
2. Die erforderliche Kühlwassermenge, Tab. 41 . . . 207
3. Der Durchmesser der Wasser-Zuflussrohre . . . 208
4. Das Ablauf- oder Fallrohr der trockenen Kondensatoren, Tab. 42 . . . . . .

Abschnitt		Seite
XX.	5. Wasservertheilung im Kondensator	214
	a) Durch Ueberlauf, Fig. 16, Tab. 43	214
	b) Durch Siebplatten, Tab. 44	215
	6. Der Durchmesser der Dampfzuleitungen	219
	7. Der Durchmesser der Luftableitungen	220
	8. Die Erwärmung des Einspritzwassers	220
	Vergleich von Oberfläche und Inhalt der Wasserkörper, Tab. 45	221
	Wie tief die Wärme in das Wasser eindringt, Tab. 46	223
	9. Volumen von 1 kg Luft bei verschiedenem Druck, Tab. 47	229
	10. Freie Fallhöhen in 0,05—1,7 Sekunden, Tab. 48	232
	11. Abmessungen der nassen Einspritz- (Gleichstrom-) Kondensatoren, Tab. 49	234
	12. Abmessungen der trockenen Einspritz- (Gegenstrom-) Kondensatoren, Tab. 51	240
	Erwärmung der Wasserstrahlen im Stufen-Kondensator, Tab. 50	241
	B. Oberflächen-Kondensatoren (Kühler)	249
	1. Oberflächen-Gefäss-Kondensatoren mit Wasserkühlung, Fig. 17, 18, 19	250
	a) Die Temperatur-Differenzen, Tab. 52	252
	Bei der Kondensation	253
	Bei der Kühlung	253
	b) Die Transmissions-Koefficienten k_c und k_k	257
	Bei der Kondensation, Tab. 53	258
	Bei der Kühlung	260
	c) Die Kondensations- und Kühlflächen, Tab. 54	261
	Dampf- und Luftgewicht, das stündlich durch Rohre von 10 bis 100 mm Drm. strömt, Tab. 55	
	Wassergewicht, das stündlich in Gefässen von 300 bis 1250 mm Drm. aufsteigt, Tab. 56.	
	d) Abmessungen der Kondensations- und Kühlrohre, Tab. 57	267
	Beispiel für die Abmessungen der Rohre, Tab. 58	272
	2. Oberflächen-Gefäss-Kondensatoren mit Luftkühlung, Tab. 59 und 60	276
	3. Oberflächen-Riesel-Kondensatoren, Tab. 61	280
XXI.	**Die Erwärmung der Flüssigkeiten**, Tab. 62	285
	A. Durch Dampfrohre in der Flüssigkeit	285
	1. Bei konstanter Flüssigkeitsmenge	285
	Ohne Rührwerk, Tab. 62a	288
	Mit »	288

Abschnitt		Seite
XXI.	2. Bei kontinuirlichem Zufluss und Abfluss der Flüssigkeit	289
	B. Durch Dampfdoppelböden	290
	Ohne Rührwerk	
	Mit »	
	C. Durch ruhenden Dampf, während die Flüssigkeit durch Rohre strömt, Tab. 62b	291
XXII.	**Das Kühlen der Flüssigkeiten.**	
	A. Durch eingeschüttetes Eis	294
	B. Durch Zumischung von kalter Flüssigkeit	295
	C. Durch theilweise Verdampfung	295
	D. Durch eine kältere Flüssigkeit an Metallwand	296
	1. Kontinuirliche Gegenstromkühlung, Tab. 63, 64, 65	296
	2. Periodische Kühlung, Tab. 66	307
	E. Rieselkühler, Tab. 67	312
	F. Kühlung mit kalter Luft durch eine Metallwand	317
	G. Direkte Kühlung des Wassers durch Luft, Tab. 68, 69a	317
	H. Die Kühlung der Luft durch Wasser, Tab. 69b	329
XXIII.	**Das Luftvolumen, welches die Luftpumpen aus Kondensatoren absaugen müssen.**	
	A. Allgemeines	332
	B. Luftvolumen, das aus nassen Einspritz-Kondensatoren abzusaugen ist, Tab. 70	334
	C. Luftvolumen, das aus trockenen Einspritz-Kondensatoren abzusaugen ist, Tab. 71	361
	D. Luftvolumen, das aus Oberflächen-Kondensatoren abzusaugen ist	363
XXIV.	**Einiges von Luftpumpen und welche Luftverdünnung mit ihnen zu erreichen ist.**	
	A. Nasse Klappen-Luftpumpen	364
	B. Schieber-Luftpumpen, Tab. 72	365
XXV.	**Der volumetrische Nutzeffekt der Luftpumpen.**	
	A. Luftpumpen ohne Druckausgleich	368
	B. » mit » , Tab. 73	371
XXVI.	**Volumen, das aus Gefässen abgesaugt werden muss, um den ursprünglichen inneren Druck auf einen bestimmten kleineren zu verringern,** Tab. 74	380
	Alphabetisches Sach-Register	385

Verzeichniss der Tabellen.

Nummer		Seite
1.	Mittlere Temperatur-Differenzen	8
2.	Vergleich der Heizflächen beim Gegenstrom und beim Gleichstrom	11
3.	Eigenschaften einiger Brennstoffe	12
4.	Heizfläche, um 100 kg Wasser im Kesselkanal zu erwärmen	16
5.	Wärmeverbrauch, um 100 kg gesättigten Wasserdampf um 100° bis 600° zu überhitzen	20
6.	Volumen von 1 kg überhitzten Wasserdampf	21
7.	Heizfläche, um 100 kg Wasserdampf um 50° bis 300° zu überhitzen	22
8.	Wieviel Dampf von 1 qm Ueberhitzerfläche in 1 Stunde überhitzt wird	23
9.	Eigenschaften des gesättigten Wasserdampfes	26
10.	Abnahme des Wärme-Transmissions-Koefficienten k mit der zunehmenden Metallwandicke	33
11.	Vergleich des Wärme-Transmissions-Koefficienten k bei Kupfer-, Eisen- und Bleirohren	34
12.	Wärme-Transmissions-Koefficient k_v zwischen Dampf und siedendem Wasser	40
13.	Stündliche Wasserverdampfung durch Kupferrohre	43
14.	Dampfgewicht, welches stündlich bei 30 m Geschwindigkeit durch Dampfventile tritt	48
15.	Siedetemperaturen einiger Flüssigkeiten im luftverdünnten Raum	57
16.	Erhöhung der Dampfspannung und Siedetemperatur in den unteren Schichten verdampfender Flüssigkeiten	70
17.	Dampfgewichte, welche in den einzelnen Körpern der Mehrkörper-Apparate entwickelt werden (ohne Extradampf)	79
18.	Verdampfungsleistung und procentlicher Trockengehalt in den einzelnen Körpern von Mehrkörper-Apparaten (ohne Extradampf)	88

Nummer		Seite
19.	Dampfgewichte, die bei Entziehung von Extradampf in jedem Körper der Mehrkörper-Apparate entwickelt werden . . .	98
20.	Procentlicher Trockengehalt in jedem Körper, wenn im ersten 5 bis 25 % Extradampf entzogen werden	101
21.	Procentlicher Trockengehalt in Säften, denen noch 1 bis 38 % Wasser entzogen ist	104
22.	Wassergewicht, das aus 100 kg Lauge zu verdampfen ist, um den ursprünglichen Trockengehalt auf einen beabsichtigten höheren zu bringen	108
23.	Geschwindigkeiten, bei denen Dampf, Luft und Kohlensäure auf Wassertropfen einen Druck, gleich deren einfachem und doppeltem Gewicht ausüben	118
24.	Geschwindigkeiten der Gas- und Dampfströme, die unter Winkeln von 30 bis 60° nach oben auf schwebende Wassertropfen treffend, diese horizontal fortführend	125
25.	Wievielmal so gross als das Gewicht des Tropfens der Druck D sein muss, um die Tropfen mitzunehmen . . .	129
26.	Geschwindigkeiten, mit denen siedende Flüssigkeiten aus vertikalen Heizrohren geschleudert werden. Höhen, bis zu denen sie dabei über deren Niveau steigen (h_s)	137 142
27.	Geschwindigkeit des Dampfes im Dampfraum der Vakuum-Apparate	149
28.	Durchmesser der Centralrohre und Gefässe der Schaumscheider, D.R.P. 70022	154
29.	Volumenvergrösserung der Dampfblasen, die in siedenden Flüssigkeiten aufsteigen	158
30.	Druckverlust der Wasserdämpfe in Rohrleitungen	162
31.	Geschwindigkeit der Wasserdämpfe in Rohrleitungen . .	165
32.	Gewicht an Wasserdampf, das in 1 Stunde durch Rohre von 25 bis 900 mm Drm strömt	166
33.	Geschwindigkeit der Alkohol-Wasserdämpfe in Rohren . .	168
34.	Gewicht an Alkohol-Wasserdampf, das in 1 Stunde durch Rohre von 40 bis 250 mm Drm strömt	170
35.	Gewicht an Luft, das in 1 Stunde durch Rohre von 50 bis 300 mm Drm strömt	173
36.	Wassermenge, die in 1 Stunde durch Rohre von 30 bis 225 mm Drm fliesst	178
37.	Wärmeverlust durch Strahlung und Leitung nach E. Péclet	186
38.	Versuchsresultate über Wärmeverluste	192
39.	Wärmeverluste der Rohre pro Meter und Stunde (Péclet) .	194
40.	» heisser Flächen pro 1 qm	
41.	Erforderliches Kühlwassergewicht zur 1 kg Dampf	

Nummer		Seite
42.	Höhe der Fallrohre bei trockenen Einspritz-Kondensatoren .	213
43.	Wassermenge, die in 1 Stunde über Ueberläufe fliesst . .	216
44.	Wassermenge, die in 1 Stunde durch Löcher von 2 bis 10 mm Drm abfliesst und Anzahl der Löcher, durch die stündlich 4 bis 300 cbm Wasser abfliessen	218
45.	Oberfläche und Inhalt und deren Verhältniss zu einander bei Wasser-Flächen, -Schleiern, -Strahlen, -Tropfen . . .	222
46.	Erwärmung der Wasserflächen, -Strahlen, -Tropfen bei unmittelbarer Berührung mit Dampf	228
47.	Volumen von 1 kg verdünnter Luft	230
48.	Fallhöhen bei freiem Fall in 0,05 bis 1,70 Sekunden . . .	233
49.	Abmessungen der stufenlosen nassen Einspritz-Kondensatoren	236
50.	Welcher Theil der ursprünglichen Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Wasserstrahlen in trockenen Gegenstrom-Einspritz-Kondensatoren mit Stufen ausgeglichen wird	243
51.	Abmessungen der trockenen Gegenstrom-Einspritz-Kondensatoren	246
52.	Temperatur-Differenzen zwischen Dampf und Kühlwasser, und Kondensat und Kühlwasser in Oberflächen-Gefäss-Kondensatoren	255
53.	Wärme-Transmissions-Koefficient k_c zwischen Dampf und nicht siedendem Wasser	259
54.	Erforderliche Kühlflächen zum Kondensiren und Kühlen von Wasser- und Alkohol-Dampf, I. u. II. Theil	263
55.	Dampf- und Luftgewicht, das stündlich durch Rohre von 10 bis 100 mm Drm bei 1 m Geschwindigkeit strömt . .	268
56.	Wassergewicht, das stündlich in Gefässen von 300 bis 1250 mm Drm bei 0,001 m Geschwindigkeit aufsteigt	268
57.	Verhältniss $\frac{\text{der Länge}}{\text{zum Durchmesser}} \left(\frac{l}{d}\right)$ bei kupfernen Kondensationsrohren	269
58.	Beispiele für die Abmessungen der Kondensations-Kühlrohre	272
59.	Volumen von 1 kg Luft bei 760 mm Barometerstand und -20^0 bis 400^0 Temperatur	277
60.	Kühlfläche, um in 1 Stunde 1000 Kalorien durch Luftkühlung zu übertragen	280
61.	Kühlfläche der Riesel-Kondensatoren	282
62a.	Wärme- und Heizdampf-Erforderniss zur Erwärmung von 100 kg Wasser um bestimmte Grade	287
62b.	Heizfläche, um mit ruhendem Dampf stündlich 1000 Liter Wasser zu erwärmen	293
63.	Wärme-Transmissions-Koefficient k_k zwischen zwei nicht siedenden Flüssigkeiten	298

Nummer Seite

64. Länge der Kühlrohre von 10 bis 70 mm Drm, wenn sie immer Kühlflächen von 0,25 bis 7 qm haben sollen . . . 299
65. a) Flüssigkeits-Volumen, das in 1 Stunde durch Rohre von 10 bis 30 mm Drm bei Geschwindigkeiten von 0,02 bis 0,4 m strömt 300
b) Erforderliche Rohrlänge zur kontinuirlichen Flüssigkeits-Kühlung 300
66. Bei periodischer Kühlung: Temperatur-Differenz — Kühlwasserverbrauch — Kühlfläche 310
67. Kühlfläche der Riesel-Kühler 314
68. Wärme-Aufnahme von 1 kg Luft durch Erwärmung und Verdunstung, erforderliches Luftgewicht und Volumen für 1000 Kal. Wärmeentziehung 320
69a. Beispiel für direkte Kühlung des Wassers durch Luft . . 327
69b. Kühlung der Luft durch Wasser: Temperatur-Differenz — Wasserverbrauch — Kühlfläche 331
70. Kühlwasserbedarf und abzusaugendes Luftvolumen für 100 kg Dampf bei nassen Einspritz-Kondensatoren 337
71. Kühlwasserbedarf und abzusaugendes Luftvolumen für 100 kg Dampf bei trocknen Einspritz-Kondensatoren 346
72. Angabe des geringsten Druckes, der mit Luftpumpen ohne und mit Druckausgleich erreicht werden kann 367
73. Isothermischer und adiabatischer Werth von $\frac{p_s}{p_o}$ und volumetrischer Nutzeffekt der Luftpumpen 374
74. Volumen, welches aus Gefässen abgesaugt werden muss, um deren inneren Druck von 1 Atm. auf einen bestimmten kleineren zu verringern 383

Berichtigungen.

Seite 31: Zeile 27, statt 1000 zu lesen 1,
„ 72: „ 7, „ Fig. 9 „ „ Fig. 10,
„ 98: Spalte 4, „ η_1 „ „ ε_1,
„ 117: Zeile 17, „ g u. 2 g „ „ G u. 2 G,
„ 211: „ 14, „ 0,136 „ „ 0,0136,
„ 223: „ 9 von unten, statt S_f zu lesen σ_f.

Bedeutung der Buchstaben.

Atm = Atmosphären.

a_t = Volumen von 1 kg Luft in Litern.

α = Ausdehnungs-Koefficient der Luft.

B = Wasser-Barometersäule in m.

b = Barometerhöhe in mm Quecksilbersäule.

β = Verhältniss: $\frac{J}{V_g} = \frac{\text{Inhalt der Luftpumpe}}{\text{Gefässvolum}}$

C = Kalorien (W.E.).

C_c = » beim Kondensiren.

C_ε = » » Erwärmen.

C_k = » » Kühlen.

$C_t = C_\varepsilon + C_v$ Kalorien durch Luft entzogen.

C_v = Kalorien beim Verdampfen.

C_I C_{II} C_{III} C_{IV} = Kalorien-Wärme-Verlust der einzelnen Körper (Quadruple-Effet).

c = Gesammt-Wärme in 1 kg Wasserdampf.

c_1 c_2 c_3 c_4 = Wärme von 1 kg Dampf in den Körpern eines Quadruple-Effet.

Drm = Durchmesser.

D = Dampfgewicht in kg.

D_e = Gesammt-Extradampfgew. im Mehrkörper-Apparat.

d = Durchmesser in m.

Δ = Durchm. des Kondensators.

δ = Dicke einer Metallwand, eines Wasserschleiers, -Strahles, -Tropfens in mm.

ε = Verhältniss: $\frac{V_s}{J} = \frac{\text{schädlicher Raum}}{\text{Nutzinhalt}}$ der Luftpumpe.

e = Extra-Dampfgewicht in kg, dem Körper eines Quadruple-Effet entzogen.

E = Eisgewicht in kg.

η = Tiefe in mm, bis zu der die Wärme in einen Wasserkörper dringt.

F = Flüssigkeitsgewicht in kg.

F_k = Gewicht der kalten Flüssigkeit.

F_w = Gewicht der warmen Flüssigkeit.

G = Gewicht eines Tropfens in kg.

g = Beschleunigung der Schwere.

γ_d = Gewicht von 1 cbm Dampf in kg.

γ_t = Gewicht von 1 cbm Luft in kg.

H = Heiz- oder Kühlfläche in qm.

H = Höhe der Wasserbarometersäule.

H_c = Kühlfläche zum Kondensiren.

H_ε = Heizfläche zum Erwärmen.

H_k = Kühlfläche zum Kühlen.

H_v = Heizfläche zum Verdampfen.

h = Fallhöhe in m.

h = Wasserdruckhöhe (Stauhöhe).

h_s = Springhöhe der verdampfenden Flüssigkeit.

J = Inhalt des vom Luftpumpenkolben bestrichenen Raumes.

i = Inhalt des Wasserkörpers in cbm/m.

k = Wärme-Transmissions-Koefficient, p. 1 qm, 1 St, 1° C.

k_c = Wärme-Transm.-Koefficient beim Kondensiren.

k_e = Wärme-Transm.-Koefficient beim Erwärmen.
k_k = Wärme-Transm.-Koefficient beim Kühlen.
k_v = Wärme-Transm.-Koefficient beim Verdampfen.
k_l = Wärme-Transm.-Koefficient zwischen Luft und Dampf oder Wasser.
kg = Kilogramm.
L = Luftgewicht in Kilogramm.
l = Länge in Metern.
l = Länge des Fallrohres in m.
λ = Wärmeleitungs-Koefficient.
λ = Reibgs-Koefficient in Rohren.
m = Meter.
mm = Millimeter.
n = Anzahl der Löcher im Vertheilungsteller.
O = Oberfläche in qm.
o = » der Wasserkörper in qmm.
P = Druck in kg.
p = Druck in kg pro qcm.
p_a = Druck der Atmosphäre.
p_e = Endspannung im Gefäss.
p_n = Druck in der Luftpumpe nach n halben Hüben.
p_o = Geringster Druck, den die Luftpumpe erzeugen kann.
p_s = Spannung in der Luftpumpe nach geschehenem Druck-Ausgleich.
p_∞ = Spannung in der Luftpumpe nach unendlich vielen Hüben.
Q = Querschnitt oder ebene Fläche in qm.
q = Querschnitt eines Rohres in qcm.
qcm = Quadratcentimeter.
qdm = Quadratdecimeter.
qm = Quadratmeter.
r = Trockengehalt einer Flüssigkeit in Procenten
r_1 r_2 r_3 r_4 = Trockengehalt des Saftes in den Körpern eines Quadruple-Effet.
r_n = Trockengehalt der eingedickten Flüssigkeit in %.
s = Weg des fallenden Körpers in m.
s_d = Specifisches Gewicht des Dampfes bei konstantem Druck.
s_f = Specifisches Gewicht der Flüssigkeit.
s_w = Weg des Tropfens unter Einwirkung einer ihm ertheilten Bewegung.
s_p = Weg des Tropfens unter Einwirkung eines Druckes P.
σ_d = Specifische Wärme des Dampfes.
σ_e = Specifische Wärme des Eises.
σ_{f_1} = Specifische Wärme einer Flüssigkeit.
σ_{f_2} = Specifische Wärme einer anderen Flüssigkeit.
σ_l = Specifische Wärme der Luft bei konstantem Druck.
σ_k = Specifische Wärme der kalten Flüssigkeit.
σ_w = Specifische Wärme der warmen Flüssigkeit.
σ_v = Specifische Wärme der Luft bei konstantem Volumen.
T = Absolute Temperatur.
Tab. = Tabelle.
t = Temperatur in °C.
t_a = » am Anfang.
t_e = » am Ende.
t_d = » des Dampfes.
t_f = » der Flüssigkeit.
t_{f_a} = » der Flüssigkeit am A

t_{fe} = Temperatur der Flüssigkeit am Ende.
t_{fk} = » der kalten Flüssigkeit.
t_{fw} = » der warmen Flüssigkeit.
$t_{\ell a}$ = » der Luft am Anfang.
$t_{\ell e}$ = » der Luft am Ende.
t_m = Mittlere Temperatur.
t_{ka} = Temperatur der kalten Flüssigkeit am Anfang.
t_{ke} = Temperatur der kalten Flüssigkeit am Ende.
t_u = Temperatur unten im Verdampf-Apparat.
t_0 t_1 t_2 t_3 t_4 = Temperatur des Dampfes in den Körpern eines Quadruple-Effet.
$t_{\varepsilon m}$ = Mittlere Temp.-Erhöhung.
$t_{\varepsilon c}$ = Mittlere Temp.-Erhöh. eines Wasserstrahles (Cylinder).
$t_{\varepsilon k}$ = Mittlere Temp.-Erhöh. eines Wassertropfens (Kugel).
$t_{\varepsilon p}$ = Mittlere Temp.-Erhöh. einer Wasserfläche (Platte).
ϑ = Temperatur-Differenz.
ϑ_a = Temp.-Differenz am Anfang.
ϑ_e = Temp.-Differenz am Ende.
ϑ_m = Mittlere Temp.-Differenz.
ϑ_{mc} = Mittlere Temp.-Differenz beim Kondensiren.
ϑ_{mk} = Mittlere Temp.-Differenz beim Kühlen.
ϑ_{m1} ϑ_{m2} ϑ_{m3} ϑ_{m4} = Mittlere Temperatur-Differenzen in den Körpern eines Quadruple-Effet.
U = Das übrig bleibende Gewicht einer verdampften Flüssigkeit.

V_a = Volumen des Ausgleichkanals der Luftpumpe.
V_d = Volumen des Dampfes in Litern.
V_f = Volumen der Flüssigkeit in Litern.
V_{gf} = Volumen von Dampf und Flüssigkeit in Litern.
V_g = Volumen eines Gefässes in Litern.
V_ℓ = Volumen der Luft.
V_s = Volumen des schädlichen Raumes der Pumpe.
V_w = Volumen des Wassers in Litern.
v = Geschwindigkeit in Metern.
v_d = Geschwindigkeit d. Dampfes.
v_{f1} = » einer Flüssigkeit.
v_{f2} = » einer anderen Flüssigkeit.
v_ℓ = » der Luft.
v_t = » eines Tropfens.
v_w = » des Wassers.
W = Wassergewicht in Litern.
WE = Wärme-Einheiten.
w = Wassergewicht, das von 1 qm Heizfläche verdampft wird.
z_d = Spannungs-Verlust des Dampfes in Rohren.
z_ℓ = Spannungs-Verlust der Luft in Rohren.
z_h = Zeit in Stunden.
z_s = » » Sekunden.
χ_{va} = Volumetrischer Nutz-Effekt der Luftpumpe (adiabatisch).
χ_{vi} = Volumetrischer Nutz-Effekt der Luftpumpe (isothermisch).

Einleitung.

Das Erwärmen, Verdunsten und Verdampfen von Flüssigkeiten wird in der Technik mit verschiedenen Mitteln bewirkt, nämlich durch direktes offenes Feuer, durch Heizflächen (Doppelböden, Heizschlangen, Rohrsysteme), die von gespanntem Dampf umspült werden, durch Heizflächen, um die vorher erhitzte, meist bei höheren Temperaturen siedende Flüssigkeiten strömen, durch Luft, die vorgewärmt wird, endlich durch gesättigten oder überhitzten, direkt eingeblasenen Wasserdampf.

Das Kühlen von Flüssigkeiten, das Kondensiren, Niederschlagen, Verflüssigen von Dämpfen sind Operationen, die allemal ein Erwärmen der Kühl- oder der Kondensationsmittel bedingen. Im Grunde ist es derselbe Vorgang, ob eine Flüssigkeit durch eine andere erwärmt oder gekühlt wird, ob eine Flüssigkeit erwärmt wird durch Dampf, der sich kondensirt, oder ob Dampf dadurch kondensirt wird, dass man ihn mit einer kalten, sich erwärmenden Flüssigkeit direkt oder indirekt in Berührung bringt.

Die Verwendung der Luft zum Auftrocknen und Verdunsten ist von uns in einer Abhandlung, betitelt: „Das Trocknen mit Luft und Dampf" Julius Springer, Berlin 1898, erörtert worden.

Die Anwendung des Dampfes bei der Destillation ist in einem Buch, betitelt: „Die Wirkungsweise der Rektificir- und Destillir-Apparate, Berlin, Julius Springer, 1893" behandelt. Diese beiden Gegenstände sollen also hier nicht weiter ausgeführt werden.

Dagegen wollen wir im Nachstehenden die anderen Verdampfungs-, Erwärmungs- und Kühlmittel mehr oder weniger ausführlich besprechen. Ehe wir aber dazu gelangen, müssen wohl noch einige allen diesen einzelnen Fällen gemeinsame Umstände, Annahmen und Zustände klargestellt werden.

I. Vom Wärme-Transmissions-Koefficienten k und der mittleren Temperatur-Differenz ϑ_m.

Die Wärmeeinheit oder Kalorie ist diejenige Wärmemenge, welche nöthig ist, um 1 kg Wasser um 1° Celsius zu erwärmen. Wir bezeichnen die in jedem Fall nöthigen Wärmeeinheiten oder Calorien im Folgenden mit den Buchstaben WE oder C.

Der Wärmetransmissions-Koefficient ist diejenige Zahl, welche angiebt, wieviel Wärmeeinheiten oder Kalorien in 1 Stunde bei 1° Temperatur-Differenz zwischen dem wärmeren und kälteren Fluidum durch 1 qm der Trennungswand (oder bei direkter Berührung der Oberfläche) vom wärmeren zum kälteren Fluidum übertreten. Wir bezeichnen ihn mit dem Buchstaben k. Ohne seine Kenntniss ist die Bestimmung der in jedem Fall nöthigen Heiz- und Kühlfläche unmöglich. Seine Grösse ist in den verschiedenen Fällen sehr verschieden, aber leider nicht für alle diese Fälle durch ganz genaue experimentelle Erforschung bekannt. Es wird ein Theil unserer Aufgabe sein, ihn nach bekannten und zuverlässigen Angaben oder auf Grund eigener Beobachtungen für die verschiedenen Umstände festzusetzen, so gut es die augenblickliche Kenntniss gestattet.

Man nimmt allgemein an, dass die Wärmeübertragung zwischen Dampf, Gasen und Flüssigkeiten durch metallene Wände proportional sei der Temperaturdifferenz zwischen diesen Stoffen auf beiden Seiten der Heizfläche. Indessen ist die Temperatur der Stoffe selbst nicht immer an der ganzen Heizfläche die gleiche; denn gespannter Dampf verliert gegen das Ende der Heizfläche hin einen Theil seiner Spannung und Temperatur; strömende, heizende oder geheizte Gase und Flüssigkeiten treten kalt ein und warm aus. Die aufeinander wirkenden Wärmedifferenzen verändern fast immer die Temperatur einer oder beider in Betracht kommenden Flüssigkeiten.

In die Rechnung kann man aber nur eine Temperatur einführen, und dies ist die mittlere; daher ist es nothwendig, festzustellen, welches in jedem Fall die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Heizendem und Geheiztem sei. Die mittlere Temperatur-Differenz ist nicht etwa immer das arithmetische Mittel aus der kleinsten und der grössten Temperatur-Differenz, dies ist vielmehr nur dann einigermassen richtig, wenn die kleinste Temperatur-Differenz wenigstens

halb so gross ist, wie die grösseste. Im allgemeinen kann man daher das arithmetische Mittel zwischen der kleinsten und grössten Temperatur-Differenz nicht als richtig gelten lassen.

Es bezeichne t_{wa} die Anfangs-Temperatur, t_{we} die End-Temperatur der wärmeren Flüssigkeit und t_{ka} die Anfangs- und t_{ke} die End-Temperatur der kälteren Flüssigkeit. Dann können vier verschiedene Fälle eintreten:

1. Die wärmere Flüssigkeit hat konstante Temperatur $t_{wa} = t_{we} = t_w$, und die kältere Flüssigkeit ändert die ihre von t_{ka} in t_{ke}. (Fig. 1.)

2. Die kältere Flüssigkeit hat konstante Temperatur $t_{ka} = t_{ke} = t_k$ und die wärmere Flüssigkeit ändert die ihre von t_{wa} in t_{we} (Fig.2).

3. Beide Flüssigkeiten ändern ihre Temperatur, indem sie auf beiden Seiten der Heizfläche parallel zu einander fliessen (Gleichstrom); es ändert sich t_{wa} in t_{we} und t_{ka} in t_{ke}. (Fig. 3.)

4. Beide Flüssigkeiten ändern ihre Temperatur, indem sie in umgekehrter Richtung an der Heizfläche vorbeifliessen (Gegenstrom); es ändert sich wie bei 3 (Fg.4).

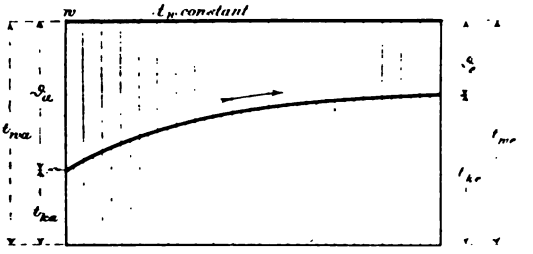


Fig. 1.

Die mittleren Temperatur-Differenzen zwischen den Flüssigkeiten sind dann nach Grashof: Theoretische Maschinenlehre I.

$$1.\quad \vartheta_m = \frac{t_{ke} - t_{ka}}{\ln \frac{t_w - t_{ka}}{t_w - t_{ke}}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

$$2.\quad \vartheta_m = \frac{t_{wa} - t_{we}}{\ln \frac{t_{wa} - t_k}{t_{we} - t_k}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

$$3.\quad \vartheta_m = \frac{(t_{wa} - t_{ka}) - (t_{we} - t_{ke})}{\ln \frac{t_{wa} - t_{ka}}{t_{we} - t_{ke}}} \quad \ldots\ldots (3)$$

$$4.\quad \vartheta_m = \frac{(t_{wa} - t_{ke}) - (t_{we} - t_{ka})}{\ln \frac{t_{wa} - t_{ke}}{t_{we} - t_{ka}}} \quad \ldots\ldots (4)$$

Bezeichnet man nun mit:

ϑ_a = die Temperatur-Differenz zwischen den beiden Flüssigkeiten am Anfang,

ϑ_e = die Temperatur-Differenz zwischen den beiden Flüssigkeiten am Ende,

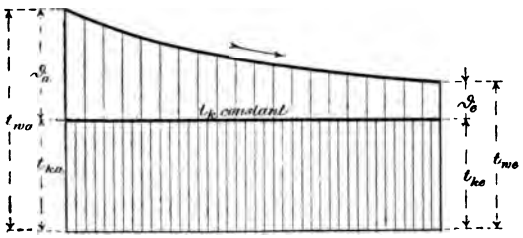


Fig. 2.

so kann man durch einen Blick auf die vier Diagramme (Fig. 1—4) sich davon überzeugen, dass man die vier Gleichungen schreiben kann:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{\ln \frac{\vartheta_a}{\vartheta_e}} \quad \ldots\ldots\ldots (5)$$

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{\ln \frac{\vartheta_a}{\vartheta_e}} \quad \ldots\ldots\ldots (6)$$

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{\ln \frac{\vartheta_a}{\vartheta_e}} \quad \ldots\ldots\ldots (7)$$

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{\ln \frac{\vartheta_a}{\vartheta_e}} \quad \ldots\ldots\ldots (8)$$

Die Gleichungen sind also alle einander gleich, wodurch die Bestimmung der mittleren Temperatur für alle Fälle ungemein vereinfacht wird.

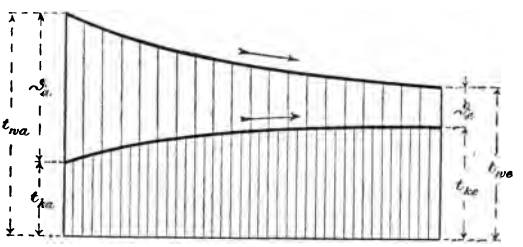


Fig. 3.

Nun kann man offenbar die kleinere Temperatur-Differenz als einen Bruchtheil der grösseren ausdrücken, oder man kann sie in Procenten der grösseren ausdrücken. Nehmen wir immer ϑ_a als die grössere

Temperatur-Differenz an, was offenbar zulässig ist, und ϑ_e als die kleinere, so ist:

$$\vartheta_e = \frac{p}{100}\ \vartheta_a \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

und die für alle Fälle gültige Gleichung lautet dann:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a \left(1 - \frac{p}{100}\right)}{\ln \frac{100}{p}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{(10)}$$

Mit Hülfe dieser Gleichung (10) ergiebt sich also die mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m, zwischen zwei im Temperatur-Ausgleich begriffenen Flüssigkeiten, wenn man die grössere Temperatur - Differenz beim Beginn ihrer Berührung ϑ_a und die kleinere Temperatur - Differenz am Ende ihrer Berührung ϑ_e kennt, indem man zuerst bestimmt, wieviel Procent von ϑ_a die Differenz ϑ_e ist.

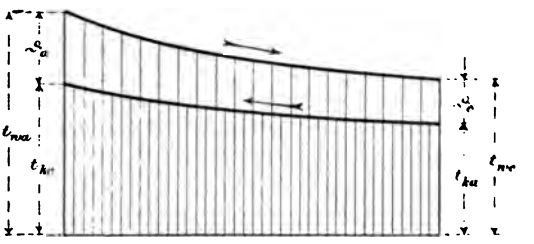


Fig. 4.

Beispiel. In einen Gegenstrom-Kühler soll die kalte Flüssigkeit mit $t_{ka} = 10^0$ eintreten und ihn mit $t_{ke} = 80^0$ verlassen. Die warme Flüssigkeit soll mit $t_{wa} = 100^0$ eintreten und ihn mit $t_{we} = 50^0$ verlassen; wie gross ist die mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m?

Die grössere Temperatur-Differenz ist: $\vartheta_a = 50^0 - 10^0 = 40^0$, die kleinere Temperatur-Differenz ist: $\vartheta_e = 100^0 - 80^0 = 20^0$.

$$\vartheta_e \text{ ist } = \frac{100 \cdot 20}{40} = 50\,\% \text{ von } \vartheta_a, \text{ also ist } p = 50$$

$$\text{folglich: } \vartheta_m = \frac{40 \cdot \left(1 - \frac{50}{100}\right)}{\ln \frac{100}{50}} = \frac{20}{0{,}6931} = 28{,}85^0.$$

In der Tabelle 1 findet man die Werthe der mittleren Temperatur-Differenz ϑ_m für den Fall, dass die grösseste Temperatur-Differenz $\vartheta_a = 1$ und die kleinste $\vartheta_e = 0{,}01$ bis $1{,}00 \cdot \vartheta_a$ ist. Um die in jedem einzelnen Fall zutreffende mittlere Temperatur-Differenz zu finden, hat man nur die entsprechende Zahl der Spalte 4 mit der

in diesem Fall zutreffenden grössesten Temperatur-Differenz ϑ_a zu multipliciren.

Zur Kenntniss der mittleren Temperatur-Differenz zweier im Wärme-Austausch begriffener, bewegter Flüssigkeiten kann man auch auf folgende Weise gelangen:

Denkt man sich die ganze Heiz- oder Kühlfläche (Trennungsfläche) in n Theile von der Art getheilt, dass die bewegten Flüssigkeiten an jedem Theil eine gleiche Zeit lang weilen (und zwar den n-ten Theil ihrer Gesammt-Berührungszeit z), so findet die Zunahme der Temperatur der zu erwärmenden Flüssigkeit direkt proportional der in jeder Schicht herrschenden Temperatur-Differenz statt.

Wird in der ersten Schicht während der Zeit $\frac{z}{n}$ bei der Temperatur-Differenz ϑ_a diese Differenz um den Theil $x\,\vartheta_a$ vermindert, so findet in der zweiten Schicht die Temperatur-Differenz-Verminderung statt:

$$\vartheta_I = (\vartheta_a - x\,\vartheta_a)\,x = x\,\vartheta_a\,(1-x) \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

in der dritten Schicht findet eine Temperatur-Differenz-Verminderung statt:

$$\vartheta_{II} = \vartheta_a - x\,\vartheta_a - x\,\vartheta_a\,(1-x) = x\,\vartheta_a\,(1-x)^2 \quad . \quad (12)$$

ebenso in der vierten:

$$\vartheta_{III} = x\,\vartheta_a\,(1-x)^3 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

und in der untersten n-ten Schicht:

$$\vartheta_{n-1} = x\,\vartheta_a\,(1-x)^{n-1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Da die in jeder Schicht stattfindende Temperatur-Erhöhung oder Erniedrigung immer nur ein Theil der Gesammt-Differenz ist, so folgt, dass auch in der letzten Schicht nur ein Theil der noch vorhandenen Temperatur-Differenz aufgehoben wird, dass also ein vollkommener Temperatur-Ausgleich zwischen den beiden Flüssigkeiten nach dieser endlichen Auffassung nicht eintreten kann.

Nehmen wir an, die schliessliche Temperatur-Differenz zwischen den Flüssigkeiten sei ϑ_e, so ist $\vartheta_a - \vartheta_e$ die Summe der in den n-Schichten erreichten Temperatur-Differenz-Verminderungen. Es ist dann:

$$\vartheta_a - \vartheta_e = x \cdot \vartheta_a (1 + (1-x) + (1-x)^2 + (1-x)^3 \ldots + (1-x)^{n-1}) \quad (15)$$

oder nach der Gleichung der geometrischen Progression:

$$\frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{x\,((x-1)^n - 1)}{(1-x) - 1} = \frac{x\,((1-x)^n - 1)}{-x} = \frac{(1-x)^n - 1}{-1} \quad (16)$$

$$\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = (1-x)^n \quad \ldots\ldots\ldots \quad (17)$$

$$(1-x) = \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (18)$$

$$x = 1 - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

Die Zahl x (immer ein echter Bruch) ist also diejenige Zahl, welche angiebt, um den wievielten Theil von ϑ_a die Temperatur-Differenz sich am Ende der ersten Schicht vermindert hat.

Man hat, wie wir später sehen werden, ein gewisses Interesse daran, auch die Grösse $(1-x)$ kennen zu lernen und zu wissen, wie gross die Temperatur-Differenz selbst am Ende der ersten Schicht ist, und daher sind diese Werthe in der Tabelle 1 Spalte 2 vermerkt worden.

Man kann den Werth ϑ_e in Procenten der Grösse ϑ_a ausdrücken, und so sind in der Tabelle 1 die Angaben für den Werth von $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$ gemacht unter der Annahme, dass $n = 100$ Schichten gedacht werden, was schon eine sehr grosse Annäherung an die Wirklichkeit darstellt.

Nachdem nun auf diese Weise die auf der ersten Schicht stattfindende Verminderung der Temperatur-Differenz $x\vartheta_a$ bekannt geworden ist, handelt es sich ferner darum, die während der ganzen Temperatur-Ausgleichs-Periode vorhandene durchschnittliche mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m zwischen den Flüssigkeiten festzustellen. Am Beginn der obersten Schicht ist die Temperatur-Differenz

$$= \vartheta_a \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (20)$$

" " " nächst tieferen Schicht ist die Temperatur-Differenz

$$\vartheta_1 = \vartheta_a - \vartheta_a x = \vartheta_a (1-x) \quad \ldots\ldots \quad (21)$$

" " " dritten Schicht ist die Temperatur-Differenz

$$\vartheta_2 = \vartheta_a (1-x)^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (22)$$

" " " Endschicht ist die Temperatur-Differenz

$$\vartheta_n = \vartheta_{n-1} (1-x)^{n-1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (23)$$

Die Summe der Temperatur-Differenzen ist also:

$$S = \vartheta_a (1 + (1-x) + (1-x)^2 + (1-x)^3 \ldots + (1-x)^{n-1}) \quad (24)$$

und die mittlere Temperatur-Differenz ist davon der n-te Theil:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a ((1-x)^n - 1)}{n\,(1-x) - 1} \quad \ldots\ldots \quad (25)$$

Tabelle 1.

Mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m zwischen zwei Flüssigkeiten (oder zwischen Dampf oder Luft und Flüssigkeit), die während des Wärme-Austausches ihre Temperaturen ändern.

1	2	3	4	1	2	3	4
$\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$	$1-x = \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}$	$x = 1-\sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}$	Mittlere Temp.-Diff. ϑ_m für $\vartheta_a = 1$	$\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$	$1-x = \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}$	$x = 1-\sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}$	Mittlere Temp.-Diff. ϑ_m für $\vartheta_a = 1$
0,0025	0,9400	0,0600	0,166	0,20	0,98404	0,01596	0,500
0,005	0,9482	0,0518	0,188	0,21	0,98452	0,01548	0,509
0,01	0,9550	0,0450	0,215	0,22	0,98497	0,01503	0,518
0,02	0,9615	0,03845	0,251	0,23	0,98541	0,01459	0,526
0,03	0,96554	0,03446	0,277	0,24	0,98583	0,01417	0,535
0,04	0,96833	0,03167	0,298	0,25	0,98623	0,01377	0,544
0,05	0,97048	0,02952	0,317	0,30	0,98802	0,01198	0,583
0,06	0,97226	0,02773	0,335	0,35	0,98957	0,01043	0,624
0,07	0,97376	0,02624	0,352	0,40	0,99088	0,00912	0,658
0,08	0,97506	0,02494	0,368	0,45	0,99205	0,00795	0,693
0,09	0,97621	0,02379	0,378	0,50	0,99309	0,00691	0,724
0,10	0,97724	0,02276	0,391	0,55	0,99404	0,00596	0,756
0,11	0,97817	0,02183	0,405	0,60	0,99491	0,00509	0,786
0,12	0,97902	0,02098	0,418	0,65	0,99570	0,00430	0,815
0,13	0,97980	0,02020	0,430	0,70	0,99644	0,00356	0,843
0,14	0,98053	0,01947	0,440	0,75	0,99713	0,00287	0,872
0,15	0,98132	0,01868	0,451	0,80	0,99777	0,00223	0,897
0,16	0,98184	0,01816	0,461	0,85	0,99837	0,00162	0,921
0,17	0,98244	0,01756	0,466	0,90	0,99895	0,00105	0,953
0,18	0,98300	0,01701	0,478	0,95	0,99949	0,00051	0,982
0,19	0,98353	0,01647	0,489	1,00	1,00000	0,00000	1,000

Für $(1-x)^n$ den Werth aus Gleichung (17) eingesetzt, ergiebt:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a \left(\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} - 1 \right)}{n \left(\sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}} - 1 \right)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (26)$$

Da $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$ immer ein echter Bruch ist, so kann man die rechte Seite mit — 1 multipliciren und erhält als Werth für die mittlere Temperatur-Differenz:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a \left(1 - \frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}\right)}{n \left(1 - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}\right)} = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{n \left(1 - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}\right)} \quad \ldots \quad (27)$$

Berechnet man die mittlere Temperatur-Differenz nach dieser Gleichung (27), so erhält man Resultate, die von den mit der Gleichung (10) erhaltenen sehr wenig abweichen, und die in der Tab. 1, Spalte 4 zusammengestellt sind.

II. Gleichstrom und Gegenstrom.

Zwei Flüssigkeiten, Gase oder Dämpfe, die ihre Wärme austauschen sollen, können entweder in gleicher oder in entgegengesetzter Richtung an der Trennungswand vorbeigeführt werden. Bewegen sich die beiden Fluida parallel zu einander, in der gleichen Richtung, so nennt man diesen Zustand Parallel- oder Gleichstrom. Bewegen sie sich aber in entgegengesetzter Richtung zu einander, so nennt man den Zustand Gegenstrom.

Beim Gleichstrom hat am Beginn die zu kühlende Flüssigkeit ihre höchste, die zu erwärmende Flüssigkeit ihre niedrigste Temperatur, und am Ende ist es umgekehrt.

Beim Gegenstrom hat auf einer Seite die zu kühlende Flüssigkeit sowohl als auch die zu erwärmende ihre höchste und auf der anderen Seite haben beide ihre niedrigste Temperatur.

In allen Fällen aber ist die Wärmemenge, welche die eine Flüssigkeit verliert, genau gleich derjenigen, welche die andere Flüssigkeit gewinnt.

Ist F_w das Gewicht und σ_w die specifische Wärme der ursprünglich warmen und F_k das Gewicht und σ_k die specifische Wärme der ursprünglich kalten Flüssigkeit, sind ferner t_{wh} und t_{wn} die höchste und die niedrigste Temperatur der ursprünglich warmen und t_{kh} und t_{kn} die höchste und niedrigste Temperatur der ursprünglich kalten Flüssigkeit, so ist immer

$$F_w \, \sigma_w \, (t_{wh} - t_{wn}) = F_k \, \sigma_k \, (t_{kh} - t_{kn}) \quad \ldots \quad (28)$$

Das Gewicht an Kühlflüssigkeit F_k, das nöthig ist, um das Gewicht F_w der warmen Flüssigkeit von t_{wh} auf t_{wn} zu kühlen, ist also:

$$F_k = \frac{F_w \sigma_w (t_{wh} - t_{wn})}{\sigma_k (t_{kh} - t_{kn})} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

In jedem bestimmten Fall sind F_w, σ_w, σ_k, t_{wh}, t_{wn}, t_{kn} bekannt, nur die Ablauf-Temperatur t_{kh} der Kühlflüssigkeit wird von ihrer Menge abhängig, und diese Menge ist um so grösser, je kleiner t_{kh} ist.

Beim Gegenstrom kann das Kühlmittel mit einer Temperatur ablaufen, die nur wenig geringer als die höchste Temperatur der warmen Flüssigkeit ist. Beim Gleichstrom muss das Kühlmittel mit einer Temperatur ablaufen, die stets geringer als die niedrigste Temperatur der warmen Flüssigkeit ist. Allemal ist also t_{kh} beim Gleichstrom kleiner als beim Gegenstrom und hieraus folgt, dass man beim Gleichstrom in allen Fällen viel mehr Kühlflüssigkeit (meistens Wasser) braucht als beim Gegenstrom.

Handelt es sich darum, eine kalte Flüssigkeit F_k durch eine warme Flüssigkeit F_w zu erwärmen, so braucht man auch hier viel mehr von der warmen Flüssigkeit beim Gleichstrom als beim Gegenstrom.

Beim Gleichstrom findet die grösste Temperatur-Differenz statt zwischen der höchsten Temperatur der warmen und der niedrigsten Temperatur der kälteren Flüssigkeit, die kleinste Temperatur-Differenz zwischen der niedrigsten Temperatur der warmen und der höchsten Temperatur der kalten Flüssigkeit. Die erst genannte Temperatur-Differenz ist die höchste, welche überhaupt eintreten kann, die zweite ist immer sehr viel geringer, so nämlich, wie sie auch beim Gegenstrom vorkommen kann. Da beim Gegenstrom die höchst mögliche Temperatur-Differenz nie eintreten kann, so folgt schon hieraus, dass im allgemeinen beim Gleichstrom die mittlere Temperatur-Differenz grösser als beim Gegenstrom ist, dass folglich im ersten Fall die erforderliche Heiz- oder Kühlfläche fast immer kleiner sein darf, als im letzten Fall. Gegenstrom-Apparate werden daher immer grösser sein als Gleichstrom-Apparate, allein sie sind im Betriebe billiger, und vor allen Dingen gestatten sie stets mit den vorhandenen Mitteln die Erreichung der höchsten Erwärmungs- und tiefsten Abkühlungs-Temperaturen, was beim Gleichstrom ausgeschlossen ist.

Erwärmungs- und Abkühlungs-Apparate sollten immer als Gegenstrom-Apparate konstruirt werden.

Die folgende Tabelle 2 giebt ein Bild der Grösse der Heizflächen für den Fall, dass 100 kg wässerige Flüssigkeit von 100° durch

Wasser von 10° auf 50°, 40°, 30°, 20°, 15° abgekühlt werden sollen. Die Wasser-Ablauf-Temperatur ist dabei beim Gleichstrom 5° unter der der gekühlten Flüssigkeit, beim Gegenstrom 80° (d. h. 20° unter der der heissen Flüssigkeit) angenommen.

Tabelle 2.

Grösse der Heizflächen beim Gleichstrom und beim Gegenstrom.

Ablauf-Temp. d. gekühlt. Flüssigkeit ° C.	Gleichstrom				Gegenstrom			
	Ablauf-Temp. d. Kühlwassers ° C.	Kühlwassermenge Liter	Temp.-Differenz mittlere ϑ_m	Kühlfläche qm	Ablauf-Temp. d. Kühlwassers ° C.	Kühlwassermenge Liter	Temp.-Differenz mittlere ϑ_m	Kühlfläche qm
50	45	140	29,7	0,7	80	72	29	0,70
40	35	240	„	0,8	„	86	24,6	0,95
30	25	465	„	0,9	„	100	20	1,35
20	15	1600	„	1,05	„	115	14,5	2,20
15	12	4250	„	1,15	„	122	10,88	3,10

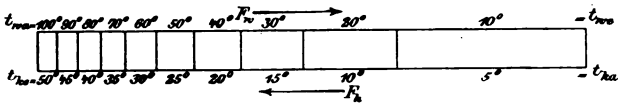


Fig. 5.

Denken wir uns nun einen Gegenstrom-Apparat, auf dessen einer Seite eine Flüssigkeit von 100° auf 10° abgekühlt wird, während auf seiner anderen Seite eine andere Flüssigkeit von gleicher specifischer Wärme aber in grösserer Menge von 5°—50° erwärmt wird, bei beiderseits ungleichen, aber konstanten Strömungsgeschwindigkeiten, so giebt die Figur 5 in ihren Flächen eine Vorstellung von dem Verhältniss der einzelnen Theile der Kühlfläche. Um die gleiche Wärmemenge in jedem einzelnen Theil zu übertragen, müssen die Theile der Kühlfläche, welche zwischen geringeren Temperatur-Differenzen liegen, viel grössere sein, als die, welche zwischen grösseren Temperatur-Differenzen liegen.

III. Die Anlagen zum Heizen mit direktem Feuer.

Die Anlagen zum Heizen mit direktem Feuer sind in vielen ausgezeichneten Büchern ausführlich beschrieben, daher hier nur in Kürze einige wichtige Angaben darüber wiederholt werden.

Tabelle 3. **Eigenschaften einiger**

	Holz, luftrocken	Torf	Braunkohle, erdige	Steinkohle, sinter	Steinkohle, back
Gewicht von 1 cbm	370—465	260—380	610—700	740	—
Temperatur der Flamme	1969	2149	2357	2595	2664
Temperatur bei doppelter Luftmenge	800—1000	900—1200		1000—1300	
1 Kilo Brennstoff entwickelt theoretisch Kalorien	2820	3550	4450	6600	7500
Nutzbare Wärme von 1 Kilo	60—80% der theoretischen				
Theoretische Luftmenge für 1 Kilo Brennstoff: cbm	3,46	4,04	4,88	6,97	7,78
Theoretische Luftmenge für 1 Kilo Brennstoff: Kilo	4,65	5,30	6,34	9,5	10,8
Praktisch nöthige Luftmenge für 1 Kilo: cbm	6,92	8,08	9,76	13,95	15,56
Praktisch nöthige Luftmenge für 1 Kilo: Kilo	9,3	10,60	12,68	19	21,6
Gasmenge aus 1 Kilo theoretisch: bei 0°	4,20	4,759	5,44	7,42	8,20
Gasmenge aus 1 Kilo theoretisch: bei 300°	8,82	9,928	11,44	15,69	17,24
Kohlensäure-Gehalt der Abgase	10—14%				
Auf 1 qm Rost verbrennt pro Stunde	70—120	80—120	100—200	50—120	50—120
Auf 1 qm Rost verbrennt im Mittel	100	100	150	75	75
Verhältniss der freien zur totalen Rostfläche	1/3—1/6	1/4—1/6	1/4—1/5	1/2—1/4	1/2—1/4
Dicke der Brennmaterial-Schicht	250	200	150	100	100
Widerstand des Zuges, verursacht durch das Brennmaterial	1—4 mm			5—12 mm	
Asche	1—1,5	1—5	5—10	3—4	3—4
1 qm Heizfläche erfordert Rost	1/10—1/20	1/15—1/30		1/30—1/50	
1 qm Heizfläche verdampft pro 1 Stunde Wasser	15—25 Kilo, im				
1 Kilo Brennmat. verdampft Wasser	2,5—3,5	1,5—3	2—4,5	5,5—10 Kilo	
Geschwindigkeit der Gase im Kanal	3—4 m pr. Sec. bis 6 m				
Kanal-Querschnitt	vom Anfang bis zum Ende ab-				
Schornstein-Querschnitt	1/6 vom Rost			1/4 vom Rost	
Schornstein-Höhe	wenigstens 16 m				
Temperatur der Rauchgase	250 bis				

Brennstoffe. Tabelle 3.

Steinkohle, sand	Anthracit	Koaks	Holzkohle	Alkohol	Petroleum	Mast	Leuchtgas	Wassergas	
960	—	520—570	194	793	785	928	0,34—0,45	—	Kilo
2688	2734	2774	2104	—	—	—	2390	—	° C.
1000—1300		—	—	—	—	—	—	—	° C.
7760	8110	7430	7750	7184	10000	—	13745	—	Kal.
60—80% der theoretischen				—	—	10700	4500—7000 1cbm=5500	3500	Kal.
8,04	8,49	7,441	8,01	—	—	—	12	—	cbm
11,5	12,5	9,7	10,30	—	—	—	16	—	Kilo
16,09	16,98	14,88	16,08	—	—	20% geringer als b. Steink.	5—6 pro	—	cbm
23	25	19,4	20,6	—	—		1 cbm	—	Kilo
8,43	8,74	8,04	8,42	—	—	—	13,6	—	cbm
17,71	18,38	16,89	17,70	—	—	—	27,5	—	cbm
10—14%				—	—	—	—	—	%
50—120	25—60	35—80	—	—	—	—	—	—	Kilo
75	35—40	60	—	—	—	—	—	—	Kilo
1/2—1/4	1/2—1/3	1/4—1/6	—	—	—	—	—	—	—
100	100	250	—	—	—	—	—	—	mm
5—12	—	—	—	—	—	—	—	—	mm
3—4	2	5—6	2—5	Stroh	Lohe	—	—	—	%
	1/30—1/50		—			—	—	—	qm
Mittel 18 Kilo			—	—	—	—	30—35 Lit. Gas erwärm. 1 Lit. Wasser v. 0—100°	—	Kilo
5,5—10 Kilo	4,5—8		—	1,5—2	1—1,1	—	—	—	Kilo
zulässig — aus dem Schornstein 3—4 m									msec.
nehmd von 0,375 — 0,43 anfangs — 0,25 am Ende vom totalen Rost									m
1/4 vom Rost	—	—	—	—	—	—	—	—	qm
sonst 25 × oberem Durchmesser									qm
450°		—	—	—	—	—	—	—	° C.

Tabelle 4.

Erforderliche Heizflächen um 100 Kilo Wasser in 1 Stunde im Kesselrauchkanal von 10° auf 80° bis 130° zu erwärmen.

Wasser-Erwärmung von bis	Heizgas-Temperatur				
	beim Eintritt	300°	350°	400°	450°
	„ Austritt	150°	200°	250°	300°
10°—80°	Temp.-Diff. ϑ_m	176°	226°	268°	329°
	Heizfläche II	3,08	2,39	2,0	1,7 qm
10°—100°	Temp.-Diff. ϑ_m	170°	217°	267°	315°
	Heizfläche II	4,07	3,2	2,65	2,0 qm
10°—110°	Temp.-Diff. ϑ_m	164°	213°	261°	312°
	Heizfläche II	4,7	3,6	2,89	2,43 qm
10°—120°	Temp.-Diff. ϑ_m	160°	207°	257°	311°
	Heizfläche II	5,29	4,12	3,3	2,70 qm
10°—130°	Temp.-Diff. ϑ_m	153°	206°	254°	307°
	Heizfläche II	6,03	4,48	3,7	3,0 qm

Beobachtung. (Z. d. V. d. I. 1887 S. 438.) 5197 Liter Wasser wurden stündlich mit 0,118 m Geschwindigkeit durch 6 parallele Eisenrohre von 51 mm l. W., die zusammen 315 qm Heizfläche ergaben, gedrückt, und dabei von 48,5° auf 180° erwärmt durch Abgase eines Schiffskessels, die sich dabei von 338° auf 149° abkühlten.

Es wurden übertragen: $C = 5179\ (180-48{,}5) = 683405$ WE.

Die Temperatur-Differenz am Anfang betrug:

$$\vartheta_a = 338^0 - 180^0 = 158^0.$$

Die Temperatur-Differenz am Ende betrug:

$$\vartheta_e = 149^0 - 48{,}5^0 = 100{,}5^0.$$

Daher die mittlere Temperatur-Differenz: $\vartheta_m = 126^0$.

Es war also der Wärme-Transmissions-Koefficient:

$$k_t = \frac{C}{H \cdot \vartheta_m} = \frac{683\ 405}{315 \cdot 126} = 17{,}2$$

Die Geschwindigkeit der Rauchgase um die Rohre betrug etwa 1,2 m, der berechnete Transmissions-Koefficient würde demnach sein:

$$k_t = 2 + 10\sqrt{1{,}2} = 13{,}0.$$

IV. Das Einblasen von gesättigtem Wasserdampf.

Gesättigten Wasserdampf direkt eingeblasen verwendet man zum Erwärmen von Wasser, zum Destilliren leicht siedender Stoffe (Alkohol, Methyl etc.) und zum Ueberreissen schwer siedender Flüssigkeiten.

Lässt man gesättigten Wasserdampf in kaltes Wasser strömen, so verflüssigt er sich und giebt seine Wärme an das Wasser ab. Es ist dabei ganz gleichgültig, welche Spannung er vorher hatte, denn allemal verliert er dieselbe bei seiner Kondensation. Im ganzen Dampf-Zuführungsrohr würde durch das plötzliche Verschwinden des Dampfes am Ende, bei seinem Eintritt ins Wasser, ein fast vollkommenes Vacuum entstehen können, wenn der Dampf nicht immer etwas Luft enthielte; da dies aber der Fall ist, so findet in dem Rohr nur ein Spannungsabfall statt. Das Wasser erwärmt sich durch den Dampf nach und nach und kann, wenn es unter atmosphärischem Druck steht, 100° erreichen. Steht das Wasser unter höherem Druck, z. B. unter dem einer Wassersäule, so kann es die Temperatur annehmen, welche Dampf von diesem Druck haben würde.

Beispiel. Das Wasser in einem geschlossenen Gefäss, das sich im Keller eines Hauses von 20 m Höhe befindet, und von dem ein gefülltes Wasserrohr 20 m (2 Atmosphären) emporsteigt, kann unten die Temperatur des Dampfes von 2 Atmosphären = 120,6° annehmen. In dem gefüllten Rohr nimmt nach oben hin die Temperatur des Wassers ab. Es findet darin eine Cirkulation statt, indem warmes Wasser nach oben und kaltes nach unten strömt. Das emporsteigende warme Wasser giebt, allmählich unter geringeren Druck kommend, seine überschüssige Wärme ab, indem es Dampf bildet.

Dem nicht siedenden Wasser also giebt der Dampf seine Wärme, er verflüssigt sich darin und vermehrt das Wassergewicht um das eigene. Siedet das Wasser aber, so entwickelt sich aus ihm ebensoviel Dampf als zugeleitet wird, und sein Gewicht bleibt unverändert.

1 kg Dampf von atmosphärischer Spannung hat 637 WE. Ist die Temperatur des Wassers = t, so führt ihm jedes kg Dampf: 637 — t WE zu.

Um 100 kg Wasser zu erwärmen

um	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°	
muss man	1,7	3,33	5	6,9	9	10,75	12,75	15	16,8	18,6	kg

Dampf einblasen.

Wird Wasserdampf in eine siedende Flüssigkeit, (nicht Wasser) die sich mit Wasser mischt, und deren Siedepunkt unterhalb derjenigen des Wassers liegt geblasen, so bilden sich aus derselben Dämpfe, die ein Gemisch von Wasser- und Flüssigkeits-Dampf darstellen. Die Zusammensetzung dieser Dämpfe hängt nach bestimmten Naturgesetzen von der Zusammensetzung des siedenden Flüssigkeitsgemisches ab, ist aber leider für die meisten Flüssigkeitsgemische nicht genau bekannt, obgleich diese Eigenschaft zum Destilliren solcher Flüssigkeiten in der Industrie im grössesten Massstabe benutzt wird. Die Verdampfungswärme des entwickelten Dampfgemisches ist die Summe der Verdampfungswärme von Wasser und Flüssigkeit. Die Temperaturen der Dampfgemische liegen zwischen denen der Einzeldämpfe.

Beispiel. 1 kg eines Dampfgemisches bestehend aus 0,5 kg Wasserdampf und 0,5 kg Alkoholdampf hat die Temperatur von 92°. An Verdampfungswärme enthält 0,5 kg Wasserdampf bei 92° = 271 WE, 0,5 kg Alkoholdampf bei 92° = 103 WE, daher enthält 1 kg des Gemisches 271 + 103 = 374 WE.

Da diese Frage in einem früher von uns veröffentlichten Buch (Wirkungsweise d. Rektificir-Destillir-Apparate, Julius Springer-Berlin) behandelt ist, so darf hier wohl darauf verwiesen werden.

Wenn man gesättigten Wasserdampf in heisse Flüssigkeiten bläst, die sich nicht mit Wasser mischen, so wird ein Theil dieser Flüssigkeit von dem entweichenden Dampf mechanisch mitgenommen, selbst dann, wenn ihr Siedepunkt sehr erheblich über dem des Wassers liegt. Dieser Vorgang des Mitreissens kleiner Flüssigkeitstheilchen ist nicht eine Verdampfung, und die Verdampfungswärme des entweichenden Dampfes ist nur um ein geringes grösser als die des Wasserdampfes allein.

Die Flüssigkeitsmenge, die von 1 kg gesättigten Dampfes mitgenommen wird, ist ganz ausserordentlich verschieden und hängt sehr wesentlich von der Art der Flüssigkeit selbst, von der Trockenheit und Temperatur des Wasserdampfes ab. Es ist in fast allen Fällen, wenn auch nicht gerade nothwendig, so doch sehr vortheilhaft, die auf diese Weise mechanisch zu destillirende Flüssigkeit durch besondere Mittel zu erwärmen, weil hierdurch die vom Dampf zu leistende Arbeit demselben erleichtert wird. Im luftverdünnten

Raum geht erfahrungsmässig mit 1 kg Dampf mehr von der Flüssigkeit über, als bei atmosphärischem Druck.

Als annähernde Angabe möge mitgetheilt werden, dass man nothwendig hat zum Mitreissen von

100 kg	Tolulol	etwa	13—15	kg	Wasserdampf
100 „	Benzol	„	25—28	„	„
100 „	Fettsäure	„	100	„	„
100 „	Theer	„	150	„	„
100 „	Glycerin	„	250	„	„
100 „	Nitrobenzol	„	250—300	„	„
100 „	Nitrotoluol	„	400—450	„	„

V. Der überhitzte Wasserdampf.

Die Dampf-Ueberhitzer bestehen aus metallenen Rohren, durch die gesättigter Dampf geleitet wird, und die aussen meistens vom Feuer umspült werden. Aber die Ueberhitzung des Dampfes muss nicht nothwendig durch direktes Feuer geschehen, sie kann vielmehr auch durch ein Sand- oder Oelbad, selbst durch hochgespannten Dampf bewirkt werden. Denn wenn man gesättigten hochgespannten Dampf sich ausdehnen lässt, so sinkt seine Temperatur und Spannung. Wird der so ausgedehnte oder schwach gespannte Dampf von niederer Temperatur durch Rohre geführt, die von aussen durch hochgespannten heisseren Dampf erhitzt werden, so wird der schwachgespannte Dampf auf die Temperatur des hochgespannten gebracht, d. h. überhitzt. Es ist vollkommen gleichgiltig, durch welches Mittel die Ueberhitzung stattfindet.

Die specifische Wärme des überhitzten Dampfes bei konstantem Druck, der hier in Betracht kommt, ist $\sigma_d = 0{,}4805$. Um also 1 kg Dampf von 100° um 100° zu überhitzen, d. h. ihn auf 200° zu erwärmen, braucht man $100 \cdot 0{,}4805 = 48{,}05$ WE. Da der gesättigte Dampf stets etwas Wasser enthält, so muss man darauf rechnen, dieses erst zu verdampfen und dann gleichfalls zu überhitzen. Es ist wichtig und nützlich, den Wassergehalt des zu überhitzenden Dampfes so niedrig wie möglich zu halten, da seine Verdampfung viel Wärme erfordert und die Leistung des Ueberhitzers sehr herabsetzt. Aber trotz aller Abscheide-Vorrichtungen, die man bei Ueberhitzern immer anwendet, führt der gesättigte

Dampf doch immer eine gewisse Wassermenge (3 — 5 — 10 %) in den Ueberhitzer, und man muss darauf rechnen, diese zu verdampfen.

Ist das ganze zu überhitzende Dampfgewicht = D, seine ursprüngliche Temperatur = t, die Temperatur, bis zu der der Dampf überhitzt werden soll = t_h, der Wassergehalt in Procenten = w, so ist die zum Ueberhitzen nothwendige Wärme:

$$C = \frac{D \cdot w}{100} 537 + D\ 0{,}4805\ (t_h - t)$$

und wenn $t = 100^0$ ist:

$$C = D\ ((w \cdot 5{,}37) + 0{,}4805\ (t_h - 100)) \quad . \quad . \quad (33)$$

Um also 100 kg Dampf zu überhitzen, braucht man mehr oder weniger Wärme, je nach seinem Wassergehalt.

Die kleine Tab. 5 giebt die erforderlichen Wärme-Einheiten, um Dampf von 100^0 um 100^0 — 200^0 — 300^0 — 400^0 — 500^0 — 600^0 zu überhitzen, wenn er 0 — 3 — 5 — 10 % Wasser enthält.

Tabelle 5.

Wärmeverbrauch in Kalorien, um 100 Kilo gesättigten Wasserdampf von 100^0 um 100^0 bis 600^0 zu überhitzen, wenn er 0—10 % Wasser enthält.

Wassergehalt des Dampfes %	Ueberhitzung um					
	100°	200°	300°	400°	500°	600°
0	4 750	9 500	14 250	19 000	23 750	28 500 WE.
3	6 361	11 111	15 861	20 611	25 361	30 111 „
5	7 435	12 185	16 935	21 685	26 435	31 185 „
10	10 120	14 870	19 620	24 370	29 120	33 870 „

Das Volumen des überhitzten Wasserdampfes ist nach Zeuner:

$$p \cdot V_d = 50{,}9\ T - 192{,}5\ \sqrt[4]{p} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (34)$$

worin bedeutet p den Druck in kg pro qm, V_d das Volumen in cbm, T die absolute Temperatur.

In der nachstehenden Tabelle 6 ist das Volumen V_d von 1 kg überhitzten Dampfes in cbm angegeben, und zwar für Spannungen

von 0,1, 0,2, 0,5, 1, 2, 3, 4 Atmosphären und Temperaturen des überhitzten Dampfes von 200°—500°.

Tabelle 6.

Absolute Spannung Atm.	Absoluter Druck p in Kilo pro qm	Temperatur des überhitzten Dampfes: t_h 200°	250°	300°	400°	500°
		absolute Temperatur des überhitzten Dampfes: T 473°	523°	573°	673°	773°
		Volumen von 1 Kilo überhitztem Dampf: V_d in cbm				
0,1	1 000	23,000	25,540	27,987	33,176	38,260
0,2	2 000	11,390	12,670	13,89	16,483	19,027
0,5	5 000	4,496	5,005	5,494	6,530	7,549
1	10 000	2,215	2,469	2,714	3,233	3,741
2	20 000	1,089	1,217	1,339	1,598	1,853
3	30 000	0,718	0,803	0,884	1,057	1,227
4	40 000	0,534	0,597	0,659	0,788	0,909

Die Wärmemenge, welche durch 1 qm Ueberhitzerfläche an den Dampf übertragen wird, hängt, wie wir glauben, von der Geschwindigkeit ab, mit der sich der zu überhitzende Dampf an der inneren, von ihm berührten Fläche und die erhitzenden Gase oder Flüssigkeiten an den äusseren Wänden des Ueberhitzers vorbeibewegen, indessen fehlen, mangels genauerer Versuche, die exakten Zahlen für diese Wärmeübertragung. Aber wenn diese Zahlen auch bekannt wären, so würde doch die Belegung der Flächen mit Asche und Rost sowie der variable und meist unbekannte Wassergehalt des Dampfes in Wirklichkeit die theoretisch bekannten Zahlen ohne grosse Korrektur für die Praxis wohl unanwendbar machen.

Die Erfahrung lehrt, dass man mit 1 qm Ueberhitzer-Fläche in 1 Stunde 25—45 kg gespannten Dampf um 100°—150°—200° überhitzen kann, wenn die Temperatur der Heizgase 450°—550° beträgt. Die Geschwindigkeit des Dampfes in den Ueberhitzerrohren ist dabei 15—40 m pro Sekunde.

Dies gilt für die Fälle, in denen der Dampf durch Abgangsgase überhitzt wird; wenn aber die Ueberhitzer direkt im ersten

Feuer liegen, d. h. wenn die heisse Flamme die Ueberhitzerrohre direkt berührt, so ist die Leistung besonders bei Dampf von wenig über atmosphärischer Spannung erheblich grösser, und zwar kann man dann in 1 Stunde mit 1 qm bis zu 300 kg Dampf um 200° bis 300° überhitzen. Die Geschwindigkeit des Dampfes kann dabei 60–70 m betragen.

Befindet sich der Dampf in expandirtem Zustande, d. h. hat er einen geringeren Druck als die Atmosphäre, z. B. $^1/_4$ Atmosphäre (absolut), so darf die Geschwindigkeit im Rohr 150, ja 400 m, im Mittel 250 m betragen.

Nach Hirn ist der Transmissions-Koefficient k zwischen Heizgasen und Dampf bei gusseisernen Heizflächen k = 10—15.

Nehmen wir an, es wäre k = 10, eine Zahl, die wir für ausserordentlich niedrig ansehen müssen, so ist die nothwendige Heizfläche in qm, um pro Stunde 100 kg Dampf mit 0—10% Wassergehalt bei einer mittleren Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Heizgasen von 100° und 150° um 50°, 100°, 200°, 300° zu erwärmen, in der folgenden Tabelle 7 zusammengestellt:

Tabelle 7.

[illegible]	Für Ueberhitzung um										
	50°		75°		100°		200°		300°		
	und die mittleren Temperatur-Differenzen										
	100°	150°	100°	150°	100°	150°	100°	150°	100°	150°	
	für die erforderliche Heizfläche in qm für 100 kg Dampf stündlich										
[illegible]	[illegible]	[illegible]	3,60	2,40	4,75	3,3	9,5	6,6	14,2	9,9	qm
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	3,48	6,36	4,3	13,76	8,6	19	12,9	„
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	4,20	7,43	5	14,86	10,0	22,2	15	„
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	10,12	6,7	20,24	13,4	30,2	20,1	„

[illegible] derselben Annahme findet man, dass 1 qm Ueber- [illegible] Stunde das nachstehende Gewicht an Dampf

Tabelle 8.

Wassergehalt des Dampfes %	Bei Ueberhitzung um 50° und bei mittleren Temperatur-Differenzen von 100°	150°	75° und bei mittleren Temperatur-Differenzen von 100°	150°	100° und bei mittleren Temperatur-Differenzen von 100°	150°	200° und bei mittleren Temperatur-Differenzen von 100°	150°	300° und bei mittleren Temperatur-Differenzen von 100°	150°	
	überhitzt 1 qm Heizfläche pro Stunde Dampf kg:										
0	42	63	28	42	21	31,5	10,5	16	7	10,5	Kilo
3	31,4	47,4	19	28,5	15,7	23,6	7,85	12	5,3	8	„
5	26,8	40,2	16	24	13,4	20,1	6,7	10	4,5	6,8	„
10	20	30	11	16,6	10	15	5	7,5	3,3	5	„

VI. Verdampfung mittelst heisser Flüssigkeiten.

Bisweilen verwendet man zum Verdampfen von Flüssigkeiten Heizschlangen, durch die nicht Dampf geleitet wird, sondern durch welche vorher stark erwärmte Flüssigkeiten von hoher Siedetemperatur ($400^0 - 500^0$) gepumpt werden. Die Geschwindigkeit, mit der diese heissen Flüssigkeiten durch die Heizschlange gedrückt werden, kann selten eine sehr grosse sein, weil die in diesem Fall stets ziemlich erhebliche Länge der Schlangenrohre und deren geringer Durchmesser sonst die Reibung und damit den nöthigen Druck sehr steigern würden. Man wird eine Geschwindigkeit v_f von 1 m pro Sekunde als angemessen ansehen können, doch öfter diese nicht erreichen.

Um die Wärmemenge zu bestimmen, die in diesem Fall durch die heisse Schlange an die siedende Flüssigkeit abgegeben wird, kann man den Transmissions-Koefficienten nach von uns gemachten Beobachtungen annehmen:

$$k_v = 700 \sqrt{v_f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (35)$$

Die nothwendige Heizfläche H in Quadratmetern für die stündliche Uebertragung von C Kalorien ist bei der mittleren Temperatur-Differenz ϑ_m

$$H = \frac{C}{\vartheta_m \, 700 \sqrt{v_f}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (36)$$

Demnach würde 1 qm Heizfläche in 1 Stunde bei einer Geschwindigkeit der heizenden Flüssigkeit in der Schlange von $v_f = 1$ m und bei mittleren Temperatur-Differenzen von:

$\vartheta_m =$	5°	10°	15°	20°	50°
übertragen	3500	7000	10000	14000	35000 WE.

an siedende Flüssigkeit.

Das erforderliche Gewicht an Heizflüssigkeit F_w, welches in 1 Stunde durch die Heizkörper gedrückt werden muss, ist, wenn C die stündlich zu übertragende Wärmemenge bedeutet:

$$F_w = \frac{C}{\sigma_f (t_{wa} - t_{we})} \quad \ldots\ldots \quad (36a)$$

Der Durchmesser des Heizrohrs in Metern (d) ergiebt sich aus der Gleichung:

$$\frac{d^2\pi}{4} \cdot 100 \cdot v_f \cdot 10 \cdot 3600 = \frac{F_w}{s_f}$$

$$d = \frac{1}{1679} \sqrt{\frac{F_w}{s_f v_f}} \quad \ldots\ldots \quad (36b)$$

Die Länge des Heizrohrs ist:

$$l = \frac{H}{\pi \cdot d \cdot} \quad \ldots\ldots \quad (36c)$$

Für die hier in Betracht kommenden Heizflüssigkeiten ist oft die specifische Wärme $\sigma_f = 0{,}5$ und das specifische Gewicht $s_f = 0{,}7$.

VII. Von der Wärme-Uebertragung im Allgemeinen und derjenigen durch gesättigten Wasserdampf im Besonderen.

Die physikalischen Eigenschaften des gesättigten Wasserdampfes sind für viele der nachfolgenden Betrachtungen die Grundlage und daher ist eine Zusammenstellung derselben nach Zeuner in Tabelle 9 beigegeben.

Mit gesättigtem Wasserdampf werden Wasser und sehr viele andere Flüssigkeiten verdampft. Der verwendete Heizdampf hat gewöhnlich 3—5 Atmosphären Spannung, aber oft, namentlich für Flüssigkeiten mit hohen Siedetemperaturen, muss Dampf von 12 bis 15 Atmosphären benutzt werden. Oft bietet das Heizen mit Dampf von geringerer Spannung als 1 Atmosphäre Ueberdruck Vortheile.

Die Temperatur des Heizdampfes muss immer um einige Grade höher sein als der Siedepunkt der zu verdampfenden Flüssigkeit. Die Wärme-Uebertragung ist um so grösser, je grösser die Temperatur-Differenz zwischen dem Heizdampf und der siedenden Flüssigkeit ist, und man nimmt wohl mit Recht an, dass die Wirkung der Heizflächen direkt proportional mit der Temperatur-Differenz ϑ_m wächst. Um diese recht gross zu machen, stellt man oft über der siedenden Flüssigkeit ein Vakuum her, d. h. man bringt die Flüssigkeit in ein geschlossenes Gefäss, das mit von Dampf bestrichenen Heizflächen versehen ist und leitet die entwickelten Dämpfe durch Rohre in einen Kondensator, in dem sie verflüssigt und gekühlt werden, um dann entweder selbstthätig abzufliessen (Barometersäule), oder von einer Pumpe oder vermittelst anderer Einrichtungen abgesaugt zu werden.

Man ist der Ansicht, dass die Spannung des Heizdampfes einen Einfluss auf die Leistung der Heizfläche nicht hat. Nur die mit der Spannung des gesättigten Dampfes in bestimmtem Connex stehende Temperatur übt erhebliche Wirkungen aus, insofern, als bei sonst gleichbleibenden Umständen mit steigender Spannung auch die Temperatur des Dampfes in ganz bestimmten bekannten Verhältnissen steigt und dadurch die Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Flüssigkeit proportional derselben erhöht: in diesem Sinne steigt die Leistung der Heizfläche mit der Spannung des Dampfes.

Es scheint aus manchen Versuchen hervorzugehen, dass mit steigender Temperatur des Dampfes oder mit der steigenden Temperatur überhaupt, in der sich die Wärme-Uebertragung abspielt, eine gewisse Vergrösserung der Leistung stattfindet; doch ist diese Wirkung nicht der Temperatur-Erhöhung proportional, auch scheint sie bei Ueberschreitung gewisser Temperaturen wieder abzunehmen. Der Grund dieser Erscheinung ist wohl in der bei höheren Temperaturen zunehmenden lebhafteren Bewegung der Flüssigkeitstheilchen um die Heizfläche zu suchen. Mehr noch als bei der Verdampfung macht sie sich bei der Erwärmung nichtsiedender Flüssigkeiten durch gesättigten Dampf bemerklich.

Der Heizdampf führt immer Luft (Zeitschr. d. V. d. Ing., 1887, S. 284) mit sich, und diese ist ein grosses Hinderniss für die Wärmeübertragung. Es scheint, als ob die Luft sich an die Heizfläche lege, gleichsam eine netzartige Schicht an derselben bilde und

Tabelle 9.

Spannung, Gesammt-, Wasser-, Flüssigkeits- und Verdampfungs-
nach

Spannungen			Luftleere		Temperatur in °C
Atmosphären absolut	Quecksilbersäule in mm	Wassersäule in m	in cm Quecksilbersäule	in m Wassersäule	
0,0061	4,60	0,063	75,540	10,273	0
0,0086	6,53	0,089	75,347	10,247	5
0,012	9,17	0,124	75,038	10,212	10
0,017	12,70	0,176	74,730	10,160	15
0,023	17,39	0,238	74,261	10,098	20
0,031	23,55	0,320	73,645	10,016	25
0,042	31,55	0,434	72,845	9,902	30
0,055	41,83	0,568	71,817	9,768	35
0,072	54,91	0,744	70,509	9,592	40
0,094	71,39	0,972	69,861	9,364	45
0,121	91,98	1,251	66,802	9,085	50
0,155	117,48	1,602	64,252	8,734	55
0,196	148,79	2,026	61,121	8,310	60
0,246	186,95	2,543	57,305	7,793	65
0,257	195,50	2,656	56,450	7,680	66
0,303	233,09	3,163	52,601	7,173	70
0,380	288,55	3,928	47,148	6,408	75
0,466	354,64	4,817	40,536	5,519	80
0,506	384,44	5,230	37,556	5,106	82
0,570	433,04	5,892	32,696	4,444	85
0,691	525,45	7,142	23,455	3,194	90
0,746	566,76	7,711	19,342	2,625	92
0,834	633,78	8,602	12,622	1,706	95
1,000	760,00	10,336	± 0	± 0	100
1,25	950	12,920			106,38
1,50	1140	15,50			111,74
1,75	1330	18,09			116,42
2,00	1520	20,67			120,60
2,25	1710	23,26			124,35
2,50	1900	25,84			127,80
2,75	2090	28,42			130,96
3,00	2280	31,00			133,91
3,50	2660	36,18			139,24
4,00	3040	41,34			144,00
4,50	3420	46,51			148,29
5,00	3800	51,68			152,22
6,00	4560	62,02			159,22
7,00	5320	72,35			165,34
8,00	6080	82,69			170,81
9,00	6840	93,02			175,77
10,00	7600	103,36			180,31
11,00	8360	113,70			184,50
12,00	9120	124,03			188,41
13,00	9880	134,37			192,08
14,00	10640	144,70			195,53
15,00	11400	155,04			198,98

Tabelle 9.

ärme, specif. Volumen und Gewicht des gesättigten Wasserdampfes
ɔuner.

Latente oder Dampfwärme 6,5 — 0,595 t — 0,00002 t^2 — 0,0000003 t^3 Kal.	Flüssigkeits-wärme: t + 0,00002 t^2 + 0,0000003 t^3 Kal.	Gesammtwärme 606,5 + 0,305 t Kal.	Spec. Volumen. 1 Vol. Wasser giebt Vol. Dampf	Spec. Gewicht. Gewicht des Dampfes in kr. pr. cbm
606,5	0	606,5	198567	0,00504
603,030	5	608,03	143811	0,00696
599,548	10,02	609,55	105170	0,00951
596,074	15,006	611,08	75824	0,01319
592,590	20,010	612,60	57087	0,01753
589,113	25,017	614,13	43126	0,02320
585,623	30,026	615,65	32423	0,03086
582,143	35,037	617,18	25168	0,03975
577,649	40,051	618,70	19542	0,05119
575,162	45,068	620,23	15213	0,06576
571,662	50,088	621,75	12001	0,08336
568,170	55,110	623,28	9510	0,10519
564,763	60,137	624,80	7629	0,13114
561,163	65,167	626,33	6163	0,16234
560,458	66,172	626,63	5915	0,16915
557,649	70,201	627,85	5020	0,19928
554,141	75,239	629,38	4086	0,24423
550,618	80,282	630,90	3382	0,29582
549,210	82,300	631,51	3130	0,31961
547,101	83,329	632,43	2799	0,35744
543,569	90,381	633,95	2336	0,42829
542,157	92,403	634,56	2177	0,45966
540,037	95,443	635,48	1958	0,51105
536,500	100,500	637,00	1650,5	0,60590
531,983	106,967	638,95	1338,6	0,74738
528,173	112,408	640,58	1126,9	0,88740
524,670	117,340	642,01	975,9	1,0252
521,863	121,417	643,28	859,9	1,1631
519,193	125,237	644,43	770,7	1,2981
516,727	128,753	645,48	697,2	1,4345
515,379	131,061	646,44	638,3	1,5674
512,351	134,989	647,34	587,5	1,7024
508,532	140,438	648,97	508,2	1,9676
505,110	145,310	650,42	448,4	2,2303
502,022	149,708	651,73	401,4	2,4911
499,189	153,741	652,93	363,6	2,7500
494,122	160,938	655,02	306,4	3,2632
489,687	167,243	656,93	265,2	3,7711
485,712	172,888	658,60	233,9	4,2745
482,093	178,017	660,11	209,5	4,7741
478,791	182,719	661,50	189,7	5,2704
475,705	187,065	662,77	173,5	5,7636
472,844	191,126	663,97	159,9	6,2543
470,136	194,944	665,08	148,4	6,7424
467,603	198,537	666,14	138,4	7,2283
465,120	202,041	667,16	127,7	7,8270

den Dampf an der Wirkung hindere. Die Entfernung der Luft aus den Rohren oder Heizräumen, in denen der Dampf Wärme übertragen soll, ist in höchstem Masse wichtig für die kräftige Wirkung desselben. Man muss alle Vorsorge treffen, die Luft, die mit dem Dampf an die Heizfläche geführt wird, möglichst schnell und vollkommen zu entfernen. Sie sammelt sich natürlich da an, wohin sie von dem strömenden Dampf getrieben wird, das ist am Ende der Heizfläche. Dort muss man ihr einen dauernden Abzug schaffen, und da die Luft etwas schwerer als Dampf ist, so wird sie sich im gegebenen Fall mehr unten als oben im Heizraum ablagern.

Die Spannung im Heizraum ist gleich der Summe der Spannungen von Dampf und Luft. Die Gesammtspannung in einem Heizraum ist daher immer etwas grösser, als die Spannung des Dampfes allein, und da die Temperatur im Heizraum (für die Heizung das Wesentliche) nur abhängt von seiner Spannung (nicht von der Summe), so ist die Temperatur in einem Heizraum stets etwas kleiner als die durch einen Manometer angegebene Gesammtspannung in diesem Raum vermuthen lässt. Bei Heizversuchen muss man also stets die Temperatur des Heizdampfes beobachten und nicht seine Spannung, weil diese wegen des wechselnden Luftgehaltes eine zuverlässige Reduktion auf die Temperatur nicht gestattet.

Die Dampfspannung und Temperatur ist nicht an allen Stellen des Heizraumes die gleiche; sie ist immer etwas, oft viel kleiner am Ende der Heizfläche als am Anfang. Wenn Heizdampf in einen Doppelboden oder in eine Schlange geführt wird, die von kaltem Wasser berührt sind, so ist in der ersten Zeit der Dampfeinströmung die Spannung am Ende der Heizfläche gewöhnlich gleich 0, und sie nimmt erst allmählich mit der Erwärmung des Wassers zu, bis sie schliesslich bei Beginn des Siedens den dauernden höchsten Stand erreicht.

Als **Beispiel** mag die nachfolgende Beobachtung dienen:

Ein kupferner Kessel von 1000 mm Durchmesser mit Doppelboden von 1,4 qm enthielt 720 Liter Wasser von 13°. Dampfeingangsventil 25 mm, Spannung des Dampfes im Dampfentwickler 3,5 Atm., am Eingang in den Doppelkessel etwa 3 Atm.

Zeit Uhr	Min.	Temperatur des Wassers im Doppelkessel °C.	Dampfspannung an der dem Dampfeingang entgegengesetzten Seite Atm.-Ueberdr.	Kalorien übertragen p. 1 qm, 1 Stunde, 1 °C. Temperatur-Differenz
9	20	13	0,0	
9	25	30	0,4	1224
9	30	47	0,7	1530
9	35	64	1,2	1690
9	40	80	1,75	1950
9	45	93	1,85	2090
9	48	100	1,95	2045
bis 10	—18	100	2—2,3—2,5—2,6	80 Liter Wasser verdampft in 30 Min.

Je lebhafter die Bewegung der Flüssigkeit um die Heizfläche ist, um so lebhafter ist auch die Wärmeübertragung. Je mehr Flüssigkeitstheilchen in bestimmter Zeit an die Heizfläche geführt werden, um so mehr Wärme nimmt die Flüssigkeit in dieser Zeit auf. Das eben angeführte Beispiel zeigt dieses auch deutlich. Während das Wasser sich mehr und mehr erwärmt, nimmt seine Cirkulation, seine Bewegung an der Heizfläche zu und um so grösser ist die Zahl der pro 1 qm und 1^0 in bestimmter Zeit übergegangenen Wärmeeinheiten. Auch wenn durch künstliche Mittel die zu erwärmende oder zu verdampfende Flüssigkeit schnell und oft an der Heizfläche vorbeigeführt wird, erhöht sich die in bestimmter Zeit übergegangene Wärmemenge. Diese nimmt allerdings nicht direkt proportional der Geschwindigkeit zu, sondern in geringerem Maasse (Abschnitt XXI).

Die aus den Beobachtungen von Joule, Ser und anderen zu ziehenden Schlüsse lassen glauben, dass die Zunahme der Wärmeübertragung zwischen Dampf und nicht siedender Flüssigkeit etwa proportional der dritten Wurzel aus der Flüssigkeits-Geschwindigkeit sei.

Aber auch das Maass der Bewegung des Dampfes an den Heizflächen übt einen erheblichen Einfluss auf die Wärmeübertragung aus. Man beobachtet stets, dass dicht an der Eingangsstelle, da, wo der Dampf die Heizfläche zuerst trifft, eine sehr viel lebhaftere Bewegung der nicht siedenden Flüssigkeits-Theilchen, eine sehr viel heftigere Verdampfung bei siedenden Flüssigkeiten stattfindet als an

den dem Eintritt ferneren Stellen. Es ist augenscheinlich, dass desto mehr Wärme vom Dampf abgegeben wird, je mehr Theile desselben schnell die Wand berühren.

Um die vom Dampf erfüllten geschlossenen Heizschlangen, Heizrohre, Doppelböden, Rohr-Heizkörper findet stets eine sehr lebhafte Bewegung der nicht siedenden und ein höchst energisches Emporschleudern der siedenden Flüssigkeit am Eintritt statt und gegen das Ende hin sinkt die Wirkung ungemein, bis sie fast ganz aufzuhören scheint. Oeffnet man die Heizräume am Ende, sodass Dampf entströmt, während die Spannung im Heizraume bestehen bleibt, so wird die Wärmeübertragung noch verstärkt; es nehmen dann grössere Theile der Heizfläche an der kräftigen Wirkung theil. In der Wirklichkeit kann man diese Oeffnung der Heizflächen nicht immer ausführen, da sie meist eine kostspielige Dampfverschwendung wäre; dennoch giebt es Fälle, in denen dieser Zustand der regelmässige ist, z. B. bei mehreren hintereinander aufgestellten Heizkörpern, bei den Kondensatoren der Rektificir-Apparate u. s. w.

In allen diesen Fällen beobachtet man die stärkste Wärmemittheilung da, wo der meiste Dampf an die Heizflächen strömt, und dass die ganze Heizfläche um so leistungsfähiger wird, je mehr Dampf an ihrer gesammten Ausdehnung vorbeistreicht, auch wenn dieser Dampf nicht ganz kondensirt wird. Wir glauben, dass die durchschnittliche Verdampfungs-Leistung einer Flächeneinheit abnimmt mit ihrer Grösse, und zwar etwa mit der Wurzel aus ihrer Fläche derart, dass, wenn k_v die Wärmemenge bedeutet, die in der Zeiteinheit durch die Flächeneinheit bei 1^0 Differenz strömt, dass dann durch die Fläche H die Wärmemenge $C = k_v \cdot \sqrt{H}$ übergeht. Bei Rohren, in denen der Heizdampf strömt, scheint, wie die mitzutheilenden Beobachtungen zeigen, diese Beziehung jedenfalls zu bestehen; bei Doppelböden ist sie, vielleicht mangels genauer Versuche, nicht so sicher zu konstatiren, ebenso wie bei Rohr-Heizkörpern mit aussenstehendem Dampf.

Wenn der Raum, in dem sich der Heizdampf befindet, sehr gross ist, sodass nur eine sehr geringe Strömung desselben stattfinden kann, fast ein Stagniren eintritt, so wird der Einfluss den die absolute Grösse der Fläche ausübt sich vermindern.

Das Kondenswasser, das der niedergeschlagene Dampf an den Heizflächen bildet, ist ein erhebliches Hinderniss für die Wärmeübertragung, da die Leitungsfähigkeit des Wassers eine sehr geringe

ist. Je schneller und je vollkommener man dieses Kondenswasser von den Heizflächen entfernt, um so wirkungsvoller werden sie sein. Bis zu einem gewissen Maasse wird von einem horizontalen aussen geheizten Rohr das Kondenswasser schneller abtropfen als von einem vertikalen, da beim letzteren die oben niedergeschlagenen Wasser die ganze Länge des Rohres hinabfliessen müssen.

Die Art des Metalles, aus dem die Heizfläche besteht, übt, wie es scheint, auf die Menge der übertragenen Wärme nur durch seine verschiedene Leitungsfähigkeit einen Einfluss aus. Dagegen scheint die Beschaffenheit der Oberfläche, namentlich ob dieselbe glatt oder rauh ist, fast ganz und gar ohne Wirkung auf den Wärmedurchgang zu sein.

Die Wärme, welche ein heizendes Medium (Dampf, Wasser, Luft) durch die Metallwand an das geheizte Medium (Wasser, Luft) abgeben soll, hat drei Widerstände zu überwinden, nämlich:

1. den Eintritt durch die Oberfläche der Metallwand,
2. den Durchgang durch die Metallwand,
3. den Austritt aus derselben in die zu heizende Flüssigkeit.

Man berücksichtigt diese Widerstände nach dem Vorgange Péclets, indem man für jeden derselben einen Koefficienten feststellt, der angiebt, wieviel Kalorien bei 1^0 Temperatur-Differenz in einer Stunde durch eine Fläche von 1 qm hindurchgeht. Der Eintritts-Koefficient sei $= \varepsilon$, der Austritts-Koefficient $= \alpha$ und der Leitungs-Widerstand oder die Leitungsfähigkeit durch eine Wand von 1 mm Dicke sei $= \lambda$, die Dicke in Millimetern sei $= \delta$, so ist, wenn mit k die gesammte Wärmemenge bezeichnet wird (die durch 1 qm in einer Stunde bei 1^0 und 1000 mm Dicke strömt), die Beziehung dieser Koefficienten nach der allgemeinen Annahme (Péclet)

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\varepsilon} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (37)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (38)$$

Die Eintritts- und Austritts-Koefficienten ε und α sind ziemlich unbekannt, umsomehr, als sie durch direkte Versuche wohl kaum gemessen werden können. Da für die hier betrachteten Fälle aber auch nur der sogenannte Transmissions-Koefficient k ein Interesse hat, so dürfen wir die zur Erforschung der Werthe von ε und α angestellten Untersuchungen übergehen.

Der Leitungs-Koefficient λ der Metalle ist von mehreren Forschern untersucht worden, jedoch sind die von denselben gefundenen Werthe ziemlich verschieden von einander. Es scheint, als ob geringe Veränderungen der Zusammensetzung der Metalle (Unreinigkeiten) schon einen grossen Einfluss auf die Wärmeleitung ausüben. Als Mittel vieler Beobachtungen dürfen folgende Werthe für λ (Kalorien, welche in 1 Stunde durch einen Metallklotz von 1 qm Querschnitt und 1000 mm Dicke bei 1^0 Temperatur-Differenz gehen) gelten (Zeitschr. d. V. d. Ing. 1896, S. 46):

Kupfer: $\lambda = 330$	Zinn: $\lambda = 54$
Eisen: $\lambda = 56{,}1$	Zink: $\lambda = 105$
Stahl: $\lambda = 22{,}3—40$	Blei: $\lambda = 28{,}44$.

Bezeichnen wir die Summe der reciproken Werthe von ε und α mit $\frac{1}{k_0}$ so ist: $\frac{1}{k_0} = \frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\alpha}$

$$\text{so ist } k = \frac{1}{\frac{1}{k_0} + \frac{\delta}{\lambda}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (39)$$

$$\text{oder } k = \frac{k_0}{1 + k_0 \frac{\delta}{\lambda}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (40)$$

und wenn wir nun für k diejenigen Werthe einsetzen, welche als die annähernd richtigsten angesehen werden, so können wir uns eine Vorstellung von dem Einfluss bilden, den die grössere oder geringere Leitungsfähigkeit und die grössere oder geringere Wandstärke der Heizfläche auf den Transmissions-Koefficienten k ausübt.

Es soll k_0 nach Mollier (a. a. O.) zwischen 3500 und 7000 liegen.

Um eine Vorstellung zu schaffen von dem hindernden Einfluss, den hiernach die zunehmende Wandstärke der Heizfläche ausübt, sind zwei kleine Tabellen 10 und 11 berechnet.

Die Tabelle 10 giebt für die Metalle Kupfer, Zink, Eisen und Blei an, wie gross der Transmissions-Koefficient bei Wandstärken von 2 bis 10 mm ist, wenn er bei 1 mm Wandstärke = 100 ist, und zwar für zwei Annahmen, nämlich:

1. wenn der Haupt-Koefficient $k_0 = 3500$ und
2. wenn $k_0 = 7000$ ist.

In den Fällen der Praxis wird er selten grösser als 3500 sein.

Tabelle 10.

Wenn der Wärme-Transmissions-Koefficient k bei einer Wandstärke von 1 mm = 100 ist, so ist er bei grösseren Wandstärken von 2—10 mm bei Kupfer, Zink, Eisen, Blei gleich dem in den Spalten angegebenen.

Wandstärke	Kupfer		Zink		Eisen		Blei	
	k_0 = 7000	k_0 = 3500	k_0 = 7000	k_0 = 3500	k_0 = 7000	k_0 = 3500	k_0 = 7000	k_0 = 7000
1	100	100	100	100	100	100	100	100
2	98	99	94	97	87	93	83	90
3	96	98	80	94	77	86	71	82
4	94	97	84	91	69	80	63	75
5	92	96	80	80	63	76	55	69
6	90	95	76	86	57	71	50	64
7	89	94	73	83	53	68	45	60
8	87	93	69	82	49	64	42	56
9	86	92	66	79	46	61	38	53
10	84	91	64	77	43	58	36	50

Man erkennt aus der Tabelle 10, dass der Transmissions-Koefficient k mit zunehmender Wandstärke um so mehr sinkt, je schlechter die Leitungsfähigkeit des Metalls ist.

Für Kupfer, dessen Wandstärke die Grenzen von 1—4 mm selten überschreitet, ist die Abnahme von k bei zunehmender Wandstärke sehr unbedeutend und kann fast vernachlässigt werden.

Bei Schmiedeeisen, dessen Stärke meistens etwas grösser ist, übt die Dicke schon einen schädigenderen Einfluss aus, und für gusseiserne Heizflächen, die bis zu 10 mm und mehr dick werden, können diese Stärken die Leistung schon sehr erheblich vermindern.

Für Blei, dessen Wandstärke gross und dessen Leitung klein ist, nimmt die Leistung der Heizflächen mit der Dicke recht stark ab.

Die zweite kleine Tabelle 11 zeigt, wie gross der Transmissions-Koefficient bei eisernen und bleiernen Heizflächen ist, wenn sie gleiche Wandstärke wie kupferne haben, und wenn der Transmissions-Koefficient bei Kupfer = 100 gesetzt wird.

Man erkennt, dass Heizflächen aus Eisen und Blei bei gleichen Wandstärken nicht unbeträchtlich weniger leisten als kupferne; meistens ist aber auch die Wandstärke dieser Metalle noch grösser als die der kupfernen Heizflächen.

Tabelle 11.

Wenn der Wärme-Transmissions-Koefficient k für Kupfer von der Wandstärke $\delta = 1—10$ mm $= 100$ ist, so ist er bei gleichen Wandstärken für Eisen und Blei gleich dem in den Spalten angegebenen.

Wandstärke	Kupfer	Eisen		Blei	
		$k_0 = 7000$	$k_0 = 3500$	$k_0 = 7000$	$k_0 = 3500$
1	100	89	93	82	90
2	100	77	87	69	82
3	100	70	82	60	75
4	100	64	77	54	70
5	100	58	73	49	63
6	100	55	70	45	60
7	100	51	67	42	57
8	100	48	63	39	54
9	100	46	61	37	51
10	100	44	50	35	49

Dicke, zähe Flüssigkeiten, die schwer beweglich sind, nehmen die Wärme schwerer an als Wasser oder dünne Laugen, Alkohol etc., und der Transmissions-Koefficient k sinkt für sie sehr erheblich, sodass er oft nur 0,5 ja nur 0,2 desjenigen für Wasser betragen kann, je nach der Konsistenz und Beschaffenheit der Masse.

Endlich giebt es noch ein Hinderniss für die Wärmeübertragung, das mehr oder weniger in allen Fällen auftritt: die Inkrustation oder Bedeckung der Heizfläche durch mehr oder weniger feste, breiartige, krystallinische, wassersteinartige Gebilde. Alle diese Niederschläge haften an der Heizfläche fest, leiten die Wärme sehr schlecht und verringern in hohem Maasse ihre Leistungsfähigkeit. Da nun diese Hindernisse in jedem einzelnen Fall andere sind, nie vorher genau bestimmbar und nachher fast nie kontrollirbar sind, so werden die meisten der in der Praxis gewonnenen Zahlen für die Wärme-Uebertragung erheblich kleiner sein als die durch vorsichtige Versuche gefundenen und oft so sehr von diesen abweichen, dass selbst das Gesetzmässige der Wirkung nicht mehr zu erkennen ist.

Die Bedingungen des Wärme-Austausches durch metallene Wände zwischen Gasen, Dämpfen und Flüssigkeiten sind noch nicht

mit wünschenswerther Sicherheit durch genaue, in grossem Maassstabe an grösseren Objekten ausgeführte Versuche und theoretische Betrachtungen für all die verschiedenen Fälle der Praxis aufgeklärt. Aber, wenn dies auch der Fall wäre, so würden diese theoretischen Resultate durch die in Wirklichkeit stets mehr oder weniger und veränderlich auftretenden Hindernisse doch für die Praxis nicht unmittelbar verwendbar sein können. So bleibt denn bis auf Weiteres nichts anderes übrig, als unter voller Würdigung der von den Forschern aus ihren Versuchen an meistens leider recht kleinen Versuchs-Apparaten abgeleiteten Regeln, Koefficienten, Gesetzen doch auch die fremden und eigenen Wahrnehmungen und Beobachtungen zu berücksichtigen, die an zahlreichen grösseren Apparaten im industriellen Betriebe gemacht wurden.

Wir werden sogleich versuchen, für die verschiedenen Fälle der Praxis solche Regeln für die Bestimmung der nothwendigen Heiz- und Kühlflächen aufzustellen.

In allen Fällen ist es vortheilhaft, den Wechsel der Gase, Dämpfe und Flüssigkeiten an der Heizfläche recht lebhaft zu machen. Daher sind Wirbel und Aenderungen der Strömungs-Richtung der Wärmeübertragung günstig; je schneller die Flüssigkeiten und Gase durch die Rohre fliessen, an Heizflächen vorbeigetrieben, desto lebhafter ist der Wärme-Austausch. Ein Dampf- oder Gasstrom, der in einem Kanal oder in einem Rohr mit gleichmässigem Querschnitt schnell fliesst, giebt schneller Wärme ab, als ein Dampfstrom, der an eine flache, breite Heizfläche geführt, sobald er dieselbe berührt hat, sich nach allen Seiten auf ihr ausbreitet.

Da, wo die heissen Ströme die Heizflächen zuerst berühren, findet die stärkste Wärmeabgabe statt.

In langen Heizrohren und Kanälen sinken gegen das Ende hin Spannung und Temperatur der Dämpfe und Gase, daher denn die letzten Enden derselben ziemlich wirkungslos werden. Je kürzer und enger ein Heizdampfrohr ist, um so wirkungsvoller ist seine Fläche.

Sehr gute Entlüftung und schnelle und vollkommene Entwässerung der Heizräume ist stets zu bewirken.

VIII. Von der Wärme-Uebertragung des gesättigten Dampfes in Rohren (Schlangen) und Doppelböden.

A. Verdampfung und Erwärmung durch Heizrohre (Schlangen).

Nach der sehr schönen Zusammenstellung, die Herr Professor Dr. Richard Mollier auf Veranlassung des Vereins deutscher Ingenieure in dessen Zeitschr. 1897, No. 6 und 7 veröffentlicht hat, sind die zuverlässigsten Angaben über den Wärmeübertragungs-Koefficienten k zwischen Dampf und Wasser die folgenden:

Bei nicht siedendem Wasser wächst nach Versuchen von Ser an einem horizontalen Rohr von 10 mm lichter Weite, 314 mm Länge, die Wärmeübertragung etwa mit der dritten Wurzel der Flüssigkeits-Geschwindigkeit v_f in m/sec.

Mollier bestimmte k_c aus den Untersuchungen Ser's:

$$k_c = 3300 \sqrt[3]{v_f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (41)$$

Aus zahlreichen Versuchen Joule's an vertikalen Rohren von kleinem Durchmesser ergab sich:

$$k_c = 1750 \sqrt[3]{v_f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (42)$$

Nach Versuchen G. A. Hagemann's (Nogle Transmissions-Forsög) an einem aussen geheizten vertikalen Rohr von 49 mm äusserem, 45 mm innerem Durchmesser und etwa 900 mm Länge, durch das Wasser mit verschiedener Geschwindigkeit strömte, nimmt bei nicht siedenden Flüssigkeiten die übertragene Wärmemenge ausser mit der Flüssigkeits-Geschwindigkeit auch noch mit der Höhe der Temperatur-Region zu, in der sich der Vorgang der Wärme-Uebertragung abspielt. Je höher die Temperatur des Heizdampfes t_d und je höher diejenige der Flüssigkeit t_{fa} und t_{fe}, desto mehr Wärme wird pro Quadratmeter und 1^0 in einer Stunde übertragen. Nach Mollier lässt sich aus den Hagemann'schen Versuchen k_c schreiben:

$$k_c = 50 + \left(1000 + 10 \left(t_d + \frac{t_{fa} + t_{fe}}{2}\right)\right) \sqrt{v_f} \quad . \quad . \quad (43)$$

Die Zahlen, welche Nichol über Versuche an einem messingenen Rohr von 20 mm lichter Weite mittheilt, zeigen bei horizontaler Lage erheblich stärkere Wärme-Uebertragung als bei vertikaler. In horizontaler Lage wurden etwa 1,5 mal soviel Kalorien überge-

führt als in vertikaler, doch sind die von Nichol gefundenen Werthe kleiner als bei Ser.

Es scheint einleuchtend, dass bei höheren Temperaturen eine etwas leichtere Beweglichkeit der Flüssigkeit, und hierdurch grössere Temperatur-Differenzen in ihren einzelnen Theilen eintreten können, welche Ursache denn wohl eine grössere Bewegung an den Heizflächen bewirken wird. Das die horizontale Lage der Heizrohre einen fördernden Einfluss ausübt, kann wohl erklärt werden dadurch, dass in diesem Fall die erwärmten Flüssigkeitstheilchen sich von der Heizwand sofort entfernen und so anderen Theilen schnell Platz machen, während in oder um vertikale Rohre viele Flüssigkeitstheile, emporsteigend, mit der Wand länger in Berührung bleiben.

Für den Wärme-Uebergang von gesättigtem Dampf an siedendes Wasser werden an dem genannten Orte noch Versuche von C. Long, J. B. Morison, Gebrüder Sulzer angeführt, doch scheinen die Resultate der gewiss sorgfältig ausgeführten Experimente nicht gut unter einem Gesichtspunkt vereinigt werden zu können.

Wenn wir aber die oben angeführten Versuche sowie diejenigen von Jellinek (Z. d. V. für Rübenzucker-Industrie 1894, Dez.) und eine ziemliche Anzahl eigener Beobachtungen zusammen überblicken, so glauben wir, das durch die empirische Gleichung:

$$k_v = \frac{1900}{\sqrt{d \cdot l}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (44)$$

die Wärme-Uebertragung zwischen Dampf und siedendem Wasser soweit es sich um kupferne cylindrische Rohre mit innerem Dampf handelt, am genauesten ausgedrückt wird.

Wir sind, bei aller Achtung vor so sorgfältigen Forschern wie Joule und Ser doch der Ansicht, dass aus so kleinen Apparaten, wie die waren, mit denen jene arbeiteten, sich sichere Schlüsse auf das Verhalten von Dampf und Flüssigkeit in den so sehr viel grösseren Verhältnissen der Industrie nicht ziehen lassen.

Sicher und unzweifelhaft lehrt die Beobachtung, dass Spannung und Temperatur des Heizdampfes am Ende eines längeren von stark siedendem Wasser umgebenen Rohrs erheblich geringer sind, als am Anfang. Ganz sicher übt diejenige Heizfläche oder derjenige Theil der Heizfläche die grösste Wärme-Uebertragung aus, welche von den meisten, schnell sie berührenden Dampf-Molekülen getroffen wird. Gleichsam ruhender Dampf giebt am wenigsten Wärme ab.

Dampf, der in einen grösseren Heizraum geblasen wird, wird sich dort gleich nach dem Eintritt nach allen Seiten ausbreiten, er wird nicht in regelmässiger Weise die Heizfläche bestreichen, und er giebt daher seine Wärme langsamer ab.

Nach unserer Meinung lehrt die Beobachtung, dass die Wärme-Uebertragung zunimmt mit abnehmendem Durchmesser und mit abnehmender Länge der Rohre, so zwar, dass sie etwa umgekehrt proportional ist der Wurzel aus diesen beiden Maassen. Je kleiner der Durchmesser der Heizrohre ist, umsomehr Moleküle von denen, die das Heizrohr durcheilen, kommen in Berührung mit der Wand. Da die grösseste Wärmemenge von Dampf am Anfang abgegeben wird, so wird jedes Rohr gegen das Ende hin sehr viel wirkungsloser.

Wir betrachten die Gleichung:

$$k_v = \frac{1900}{\sqrt{d \cdot l}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (44)$$

keineswegs als der Weisheit letzten Schluss, wir wissen sogar, dass sie nicht genau ist; es scheint, als ob die zunehmende Länge der Heizrohre die Wärme-Uebertragung etwas weniger als mit der einfachen Wurzel vermindere. Für sehr kurze und sehr lange Rohre ist die Gleichung ungenau, aber der Mangel an hinreichend genauen Versuchs-Resultaten erlaubt nicht, die Gleichung zu korrigiren, und so mag sie bis auf Weiteres gelten.

Zum Vergleich mit dieser Formel mögen einige öffentlich zugängliche Versuchs-Resultate hier folgen:

Jellinek: Kupferrohr l. W. = 16, Länge = 12000, beobachtet $k_v = 4494$

$$\text{berechnet: } k_v = \frac{1900}{\sqrt{0{,}016 \cdot 12}} = 4309$$

Jellinek: dito l.W. = 10, Länge = 8200, beobachtet $k_v = 5890$

$$\text{berechnet: } k_v = \frac{1900}{\sqrt{0{,}01 \cdot 8{,}2}} = 6643$$

Hier ist vom Experimentator die Temperatur-Differenz als arithmetisches Mittel der Anfangs- und Enddampftemperatur angenommen, während dieselbe hätte nach dem im Abschnitt 1 Gesagten gewählt werden sollen; dann ist sie kleiner, und es würde k statt 5890 erscheinen = 6750.

Jellinek: dito l. W. = 16, Länge = 3000, beobachtet $k_v = 8680$

$$\text{berechnet: } k_v = \frac{1900}{\sqrt{0{,}016 \cdot 3}} = 8675$$

Sulzer: dito l. W. = 100, Länge = 3000, beobachtet $k_v = 3400$

$$\text{berechnet: } k_v = \frac{1900}{\sqrt{0{,}100 \cdot 3}} = 3480$$

C. Long: dito l. W. = 31,4, Länge = 2500, beobachtet $k_v = 6500$

$$\text{berechnet: } k_v = \frac{1900}{\sqrt{0{,}0314 \cdot 2{,}5}} = 6840$$

In der Tabelle 12 haben wir auf Grund dieser Gleichung (44) die ausgerechneten Transmissions-Koefficienten zwischen Dampf und siedendem Wasser für Kupferrohre von 10—150 mm lichte Weite und 1—30 m Länge zusammengestellt, aber wir müssen hinzufügen, dass diese Werthe für k_v eben nur für Wasserverdampfung gelten. Je dicker die zu verdampfende Flüssigkeit wird, um so geringer wird der Einfluss der Form und Art der Heizfläche auf die Leistung.

Man darf annehmen, dass der Koefficient k_v für schmiedeeiserne Rohre etwa 0,75, für gusseiserne Rohre etwa 0,5 und für bleierne Rohre etwa 0,45 desjenigen für Kupfer beträgt, in welchen Werthen die bei diesen Metallen stets grössere Wandstärke berücksichtigt ist.

Für die Anwendung in der Praxis darf man die so gefundenen Werthe von k_v nur etwa mit $^2/_3$ in Rechnung stellen.

Wenn nicht reines Wasser allein, sondern dünne Laugen mit einem Gehalt von 10—25% an festen Stoffen zu verdampfen sind, so sinkt der Transmissions-Koefficient in den meisten Fällen um 20—30%.

Für dicke, breiige oder schwerflüssige, zähe oder mit Krystallen stark vermischte Flüssigkeiten kann der Werth von k_v noch viel kleiner werden. Es bleibt dann nur noch ein geringer Einfluss der Abmessungen der Heizrohre erkennbar, und für diese Fälle darf man

k_v nur etwa = 650—750 für lange Heizschlangen,
k_v „ „ = 800—900 „ kurze „
k_v „ „ = 1000 „ dünne Heizrohre (Dampfrohre)
k_v „ „ = 600—700 „ vertikale Rohrsysteme (aussen Dampf)

in der Praxis annehmen.

ertragung in Schlangen.

[illegible] Seite 12.

[illegible] efficient k_v/p. 1 St 1 1 [illegible] zwischen [illegible] Wasser für kupferne Heizschlangen von [illegible] Weite und 1—30 m Länge.

[illegible] des Rohres l in m					
6	8	10	15	20	30
[illegible] Koefficient k_v für kupferne, innen [illegible] heizte Dampfrohre					
[illegible]714	6730	6012	4912	4290	3570
[illegible]	5495	4910	3950	3408	2833
[illegible]	4750	4220	3408	3007	2455
[illegible]	4250	3800	3100	2687	2190
[illegible]	3875	3408	2835	2455	2004
[illegible]	3500	3200	2640	2270	1850
[illegible]	3363	3007	2455	2110	1743
[illegible]	3165	2835	2300	2004	1610
[illegible]	3007	2687	2190	1900	1558
[illegible]	2740	2455	2004	1743	1415
[illegible]	2540	2270	1890	1610	1310
[illegible]	2375	2125	1711	1490	1225
[illegible]	2245	2004	1610	1410	1157
[illegible]	2135	1900	1558	1364	1100
[illegible]	1820	1700	1390	1202	982
[illegible]	1743	1555	1266	1100	905

[illegible] ist etwa 2 mm angenommen.

[illegible] 4 dick ist der Koefficient
[illegible] 0.75 desjenigen für Kupfer
[illegible] ist der Koefficient
[illegible] 0.50 desjenigen für Kupfer
[illegible] ist der Koefficient
[illegible] 0.45 desjenigen für Kupfer

[illegible] Heizfläche von Apparate[illegible]
[illegible] Koefficienten k_v nur etwa 2
[illegible] h. also

für	Kupferrohre	0,66	der	Tabellen-Zahlen	
„	schmiedeeiserne Rohre	0,50	„	„	„
„	gusseiserne „	0,33	„	„	„
„	Bleirohre	0,300	„	„	„

Für Flüssigkeiten, welche 10—25% feste Stoffe gelöst enthalten, sind die Koefficienten k_v nur etwa $^3/_4$ so gross wie die soeben genannten,

d. h. für	Kupferrohre	0,5	der	Tabellen-Zahlen	
	schmiedeeiserne Rohre	0,4	„	„	„
	gusseiserne „	0,25	„	„	„
	Bleirohre „	0,225	„	„	„

Nun kann man die Gleichung (44) etwas umformen. Wenn man Zähler und Nenner mit $\sqrt{\pi}$ multiplicirt, wird der unter dem Wurzelzeichen stehende Werth gleich der Heizfläche H und so entsteht:

$$k_v = \frac{1900\sqrt{\pi}}{\sqrt{d \cdot l} \cdot \sqrt{\pi}} = \frac{1900 \cdot \sqrt{\pi}}{\sqrt{d \cdot \pi \cdot l}} = \frac{1900 \cdot 1{,}772}{\sqrt{H_v}} = \frac{3367}{\sqrt{H_v}} \quad . \quad (45)$$

Setzen wir diese Werthe von k_v in die Gleichung für die gesammte Wärme-Uebertragung der Fläche H_v

$$C = H_v \cdot \vartheta_m \, k_v$$

so kommt man zu der Gleichung:

$$C = 3367 \cdot \sqrt{H_v} \cdot \vartheta_m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (46)$$

die dann ausdrücken würde, dass die von der Fläche H in der Zeiteinheit übertragene Wärme proportional der Wurzel aus dieser Fläche sei.

Wie wir schon oben sagten, halten wir diese Gleichung nicht für ganz richtig, sondern sind vielmehr der Meinung, dass die Leistung grösserer Heizflächen etwas grösser, kleinerer Heizflächen kleiner sei, als die Gleichung angiebt. Allein, man erzielt mit derselben Resultate, die von allen uns bekannten am besten mit der Wirklichkeit übereinstimmen.

Unter Berücksichtigung der Leistungs-Verminderung durch Inkrustationen, ungenügende Entluftung etc. wählen wir für die Berechnung der wirklichen Heizflächen die Gleichungen:

$$C = 2200 \, \vartheta_m \sqrt{H_v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(47)}$$

$$\text{oder } H_v = \left(\frac{C}{2200 \cdot \vartheta_m}\right)^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(48)}$$

die man mit einigem Vertrauen für kupferne Heizrohre zur Wasserverdampfung verwenden kann.

Mit ihrer Hülfe ist die Tabelle 13 berechnet worden, die nun angiebt, wieviel kg Wasser kupferne Rohre von 10 – 150 mm Durchmesser und 2—40 m Länge bei 1° Temperatur-Differenz zwischen Dampf und siedendem Wasser in 1 Stunde verdampfen, und sie soll dazu dienen, im vorkommenden Fall schnell die richtigen Abmessungen der Heizrohre zu finden.

Bei hinreichend kurzen Rohren ist die zu erwartende wirkliche Temperatur-Differenz ϑ_m nur um etwa 10% geringer, als die rechnungsmässige.

Ist nicht Wasser, sondern eine dünne Lauge von 10 – 25% Trockengehalt zu verdampfen, so leisten kupferne Schlangen etwa 0,75, schmiedeeiserne Schlangen etwa 0,6, gusseiserne etwa 0,4, bleierne etwa 0,333 von den Angaben der Tabelle 13.

Bei zähflüssigen, dicken, krystallischen Flüssigkeiten mit sehr wenig Wassergehalt ist die stündliche Wasserverdampfung durch Heizschlangen noch geringer, nämlich für Kupfer etwa 0,5, Schmiedeeisen etwa 0,40, Gusseisen etwa 0,25 und Blei etwa 0,225 der in der Tabelle 13 angeführten Gewichte.

Kesseldampf von 3 – 5 Atmosphären verdampft erfahrungsmässig an der Atmosphäre mit engen nicht zu langen kupfernen Schlangen für 1 Stunde und 1 qm etwa 100 Liter Wasser. Bei sehr kleinen Heizflächen mehr (bis zu 130 Liter), bei grösseren weniger.

Man erwärmt mit 1 qm Heizschlange in 1 Stunde etwa 800 bis 1200 Liter Wasser von 10° auf 100°, wenn das Wasser nicht besonders bewegt wird, doch ist die Leistung der Heizfläche sehr verschieden und abhängig von der Dampfgeschwindigkeit. (Siehe Abschnitt XXI.)

B. Die Abmessungen der Verdampfrohre (Schlangen).

Es ist für die volle Wirkung der Rohrheizfläche keineswegs gleichgiltig, in welchem Verhältniss ihr Durchmesser zur Länge steht.

In sehr langen Rohren, in die der Dampf mit grosser Geschwindigkeit eintritt, verliert er gegen das Ende hin sehr an Spannung, und damit sinkt die nutzbare Temperatur-Differenz ungemein.

Tabelle 13.

Heizfläche (qm) und stündliche Wasserverdampfung (W), kupferner Heizrohre von 10 bis 150 mm Durchm. und 2 bis 40 m Länge bei 1° C. Temp.-Diff.

Rohrlänge in m		Lichte Weite des Verdampfungsrohres in mm											
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150
2	qm	0,08	0,14	0,21	0,27	0,34	0,40	0,46	0,53	0,59	0,65	0,82	0,98
	W	**1,12**	**1,48**	**1,83**	**2,07**	**2,32**	**2,52**	**2,71**	**2,91**	**3,07**	**3,20**	**3,60**	**3,96**
3	qm	0,12	0,21	0,31	0,41	0,50	0,60	0,69	0,80	0,89	0,99	1,22	1,47
	W	**1,36**	**1,83**	**2,22**	**2,56**	**2,83**	**3,09**	**3,32**	**3,56**	**3,77**	**3,97**	**4,40**	**4,84**
4	qm	0,16	0,28	0,42	0,54	0,68	0,80	0,92	1,06	1,18	1,30	1,64	1,96
	W	**1,60**	**2,11**	**2,58**	**2,93**	**3,29**	**3,57**	**3,84**	**4,09**	**4,32**	**4,56**	**4,96**	**5,60**
5	qm		0,36	0,51	0,68	0,85	1,00	1,16	1,34	1,49	1,65	2,04	2,46
	W	—	**2,40**	**2,85**	**3,29**	**3,68**	**4,00**	**4,03**	**4,60**	**4,88**	**5,12**	**5,71**	**6,26**
6	qm		0,43	0,62	0,81	1,01	1,21	1,39	1,60	1,78	1,97	2,45	2,94
	W	—	**2,62**	**3,12**	**3,60**	**4,00**	**4,40**	**4,71**	**5,04**	**5,32**	**5,60**	**6,26**	**6,85**
7	qm		0,49	0,73	0,95	1,18	1,40	1,61	1,86	2,07	2,29	2,86	3,43
	W	—	**2,80**	**3,41**	**3,89**	**4,32**	**4,72**	**5,08**	**5,45**	**5,75**	**6,09**	**6,76**	**7,40**
8	qm		0,56	0,84	1,08	1,36	1,60	1,84	2,12	2,36	2,60	3,28	3,92
	W	—	**2,98**	**3,66**	**4,16**	**4,64**	**5,04**	**5,41**	**5,84**	**6,13**	**6,46**	**7,24**	**7,90**
9	qm			0,93	1,22	1,53	1,81	2,09	2,41	2,69	2,97	3,68	4,41
	W	—	—	**3,75**	**4,41**	**4,92**	**5,38**	**5,78**	**6,20**	**6,56**	**6,89**	**7,65**	**8,43**
10	qm			1,03	1,35	1,69	2,01	2,32	2,67	2,98	3,29	4,08	4,90
	W	—	—	**4,04**	**4,64**	**5,20**	**6,02**	**6,08**	**6,52**	**6,90**	**7,24**	**8,08**	**8,85**
11	qm			1,13	1,48	1,86	2,21	2,55	2,94	3,27	3,61	4,48	5,39
	W	—	—	**4,24**	**4,84**	**5,45**	**6,04**	**6,38**	**6,84**	**7,25**	**7,60**	**8,46**	**9,28**
12	qm			1,24	1,62	2,03	2,41	2,78	3,20	3,57	3,94	4,90	5,88
	W	—	—	**4,44**	**5,08**	**5,68**	**6,20**	**6,66**	**7,06**	**7,55**	**7,93**	**8,85**	**9,69**
13	qm			1,35	1,76	2,19	2,61	3,00	3,46	3,85	4,26	5,31	6,37
	W	—	—	**4,64**	**5,28**	**5,92**	**6,46**	**6,92**	**7,44**	**7,84**	**8,15**	**9,20**	**10,09**
14	qm			1,46	1,90	2,36	2,80	3,22	3,72	4,14	4,58	5,72	6,86
	W	—	—	**4,80**	**5,39**	**6,12**	**6,69**	**7,07**	**7,71**	**8,13**	**8,49**	**9,56**	**10,48**
15	qm			1,53	2,03	2,55	3,00	3,48	4,02	4,47	4,95	6,12	7,38
	W	—	—	**4,93**	**5,68**	**6,38**	**6,92**	**7,45**	**8,00**	**8,45**	**8,86**	**9,89**	**10,86**
16	qm				2,16	2,72	3,20	3,68	4,24	4,72	5,20	6,56	7,84
	W	—	—	—	**5,88**	**6,58**	**7,30**	**7,67**	**8,23**	**8,68**	**9,14**	**10,24**	**11,20**
17	qm					2,89	3,41	3,93	4,53	5,05	5,57	6,96	8,35
	W	—	—	—	—	**6,80**	**7,38**	**7,93**	**8,48**	**8,98**	**9,44**	**10,55**	**11,55**
18	qm					3,06	3,62	4,18	4,82	5,38	5,94	7,36	8,82
	W	—	—	—	—	**6,99**	**7,60**	**8,17**	**8,78**	**9,28**	**9,74**	**10,05**	**11,88**
19	qm					3,22	3,82	4,41	5,08	5,67	6,26	7,76	9,31
	W	—	—	—	—	**7,17**	**7,80**	**8,40**	**9,01**	**9,52**	**10,00**	**11,14**	**12,20**
20	qm					3,38	4,02	4,64	5,34	5,96	6,58	8,16	9,80
	W	—	—	—	—	**7,35**	**8,01**	**8,60**	**9,24**	**9,76**	**10,32**	**11,40**	**12,52**

Rohrlänge in m		Lichte Weite des Verdampfungsrohres in mm											
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150
21	qm						4,32	4,87	5,61	6,25	7,00	8,56	10,29
	W	—	—	—	—	—	**8,31**	**8,80**	**9,47**	**10,00**	**10,58**	**11,70**	**12,84**
22	qm						4,42	5,10	5,88	6,54	7,28	8,96	10,78
	W	—	—	—	—	—	**8,40**	**9,04**	**9,69**	**10,22**	**10,74**	**12,00**	**13,12**
23	qm						4,62	5,33	6,14	6,84	7,55	9,38	11,27
	W	—	—	—	—	—	**8,59**	**9,20**	**9,90**	**10,46**	**10,98**	**12,24**	**13,44**
24	qm						4,82	5,56	6,40	7,14	7,88	9,80	11,76
	W	—	—	—	—	—	**8,78**	**9,48**	**10,10**	**10,69**	**11,20**	**12,52**	**13,72**
25	qm							5,78	6,66	7,42	8,20	10,21	12,25
	W	—	—	—	—	—	—	**9,60**	**10,32**	**10,89**	**11,45**	**12,80**	**14,00**
26	qm							6,00	6,92	7,70	8,52	10,62	12,74
	W	—	—	—	—	—	—	**9,79**	**10,52**	**11,09**	**11,65**	**13,04**	**14,28**
27	qm							6,22	7,18	7,99	8,84	11,03	13,23
	W	—	—	—	—	—	—	**9,97**	**10,71**	**11,29**	**11,89**	**13,28**	**14,56**
28	qm							6,44	7,44	8,28	9,16	11,44	13,72
	W	—	—	—	—	—	—	**10,14**	**10,90**	**11,48**	**12,10**	**13,52**	**14,84**
29	qm							6,70	7,74	8,61	9,53	11,84	14,24
	W	—	—	—	—	—	—	**10,35**	**11,09**	**11,73**	**12,34**	**13,76**	**15,08**
30	qm								8,04	8,94	9,90	12,24	14,76
	W	—	—	—	—	—	—	—	**11,34**	**12,00**	**12,56**	**14,00**	**15,36**
31	qm								8,26	9,10	10,15	12,68	15,22
	W	—	—	—	—	—	—	—	**11,49**	**12,06**	**12,72**	**14,24**	**15,60**
32	qm								8,48	9,44	10,40	13,12	15,68
	W	—	—	—	—	—	—	—	**11,88**	**12,28**	**12,92**	**14,48**	**15,84**
33	qm									9,77	10,77	13,52	16,19
	W	—	—	—	—	—	—	—	—	**12,50**	**13,12**	**14,62**	**16,08**
34	qm									10,10	11,14	13,92	16,70
	W	—	—	—	—	—	—	—	—	**12,72**	**13,36**	**14,92**	**16,36**
35	qm									10,43	11,51	14,32	17,17
	W	—	—	—	—	—	—	—	—	**12,92**	**13,60**	**15,12**	**16,56**
36	qm									10,76	11,88	14,72	17,64
	W	—	—	—	—	—	—	—	—	**13,12**	**13,80**	**15,36**	**16,80**
37	qm										12,20	15,12	18,13
	W	—	—	—	—	—	—	—	—	—	**14,00**	**15,56**	**17,04**
38	qm										12,52	15,52	18,62
	W	—	—	—	—	—	—	—	—	—	**14,16**	**15,76**	**17,28**
39	qm										12,84	15,92	19,11
	W	—	—	—	—	—	—	—	—	—	**14,32**	**15,96**	**17,78**
40	qm										14,16	16,32	19,60
	W	—	—	—	—	—	—	—	—	—	**15,04**	**16,16**	**18,72**

Bei grösserer Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit ist allerdings der Wärme-Transmissions-Koefficient grösser, als wenn sie kleiner ist, aber die im ersten Fall schnell sinkende Dampfspannung und Temperatur vermindern so sehr die Temperatur-Differenz, dass die pro qm übertragene Wärme bei übermässiger Eintritts-Geschwindigkeit des Dampfes doch geringer ist, als wenn er bis an's Rohrende seine volle Spannung behält.

Die Beziehung zwischen Rohr-Durchmesser und -Länge, Dampf-Geschwindigkeit und -Spannung kann man sich folgendermassen aufklären:

Die durch die Wand eines Heizrohres in das umgebende siedende Wasser tretende Wärme ist gleich der durch die Kondensation des eingeführten Heizdampfes frei werdenden. Hieraus ergiebt sich die Gleichung:

$$2200\,\vartheta_m \sqrt{d \cdot \pi \cdot l} = \frac{d^2\pi}{4}\, v_d\, 3600 \cdot c \cdot \gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (49)$$

in der d den Rohrdurchmesser, l die Rohrlänge, v_d die Dampfgeschwindigkeit beim Eintritt in das Rohr (alles in m), c die Verdampfungswärme von 1 kg Dampf, γ das Gewicht von 1 cbm Dampf, ϑ_m die Temperatur-Differenz bedeuten.

Aus der etwas umgestalteten Gleichung (49) folgt dann das Verhältniss der Rohrlänge zum Rohrdurchmesser.

$$\sqrt{\frac{l}{d}} = \frac{v_d \cdot 3600\, c \cdot \gamma \cdot d \cdot \sqrt{\pi}}{4 \cdot 2200 \cdot \vartheta_m} = 0{,}725\, \frac{v_d \cdot c \cdot \gamma \cdot d}{\vartheta_m} \quad . \quad . \quad (50)$$

Als Heizfläche hätte hier die äussere Oberfläche der Rohre (Schlangen) gelten sollen, aber in der Gleichung (50) ist, um zu handlichen Formeln zu gelangen, ihre Wandstärke vernachlässigt, und der innere Rohrdurchmesser gleich dem äusseren gesetzt worden. Diese Ungenauigkeit ergiebt die berechneten Rohrlängen etwa 10% zu gross, was man bei Benutzung der Gleichung (50) berücksichtigen muss.

Die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit ist das Produkt der Rohr-Abmessungen, der Temperatur-Differenz und des Spannungs-Abfalles im Rohr, und da der letztere nicht wohl berechnet werden kann, auch nicht mit Hülfe der Gleichung (143), die nicht für den Fall vollkommener Kondensation gilt, so ist aus der Gleichung (50) nicht das zulässige Verhältniss $\frac{l}{d}$ mit Sicherheit zu finden. Man muss

sich vorläufig damit begnügen, die grösste zulässige Rohrlänge nach Erfahrungs-Ergebnissen anzunehmen.

Je geringer die Dampfspannung, und je grösser die Temperatur-Differenz zwischen Dampf und siedender Flüssigkeit ist, um so kürzer muss das Rohr sein. Für Temperatur-Differenzen von 30—40° mögen die folgenden Verhältnisse von $\frac{l}{d}$ etwa die passenden sein.

Absolute Dampfspannung (Atm)							
5	4	3	2	1,50	1,25	0,834	0,466
$\frac{l}{d}$ = 275	250	225	200	175	150	125	100

Für eine andere Temperatur-Differenz ϑ_m ist dann das grösseste Verhältniss $\frac{l_1}{d_1}$:

$$\frac{l_1}{d_1} = \frac{6 \cdot l}{\sqrt{\vartheta_m \cdot d}}$$

Zur Bequemlichkeit für Ausrechnungen mag noch angegeben werden, dass für die oben genannten Dampfspannungen der Werthe von

$0{,}725 \cdot c \cdot \gamma$ ist =

997 — 817 — 631 — 438 — 340 — 288 — 203 — 116

Damit der zur Verfügung stehende Dampfdruck, und folglich seine höchste Temperatur nun aber auch im Heizrohre zur Wirkung komme, darf der Dampf beim Eintritt nicht gedrosselt werden. Es empfiehlt sich, die Dampf-Eingangs-Ventile etwas reichlich zu bemessen.

Will man, dass in den Heizschlangen die verfügbare Dampf-Spannung möglichst ganz auftrete, so mag die Dampf-Geschwindigkeit beim Eintritt etwa 30 m betragen. Ist dagegen ein gewisser Spannungs-Abfall von der Dampfzuleitung zum Heizrohr zulässig, so mag eine Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit von 50—60 m angenommen werden.

Dies letztere ist regelmässig der Fall, wenn eine höhere Dampfspannung zur Verfügung steht, als in der Schlange herrschen soll.

Die Tabelle 14 wird bei der Wahl der Dampfventile hilfreich sein können; sie giebt das Dampfgewicht verschiedener Spannungen, das stündlich durch Ventile von 10—350 mm Durchmesser bei 30 m Geschwindigkeit strömt. Für grössere oder geringere Geschwin-

digkeit ist natürlich das durchströmende Dampf-Gewicht proportional grösser oder kleiner.

Beispiel: Es sind die Dimensionen der Dampf-Schlangen zu bestimmen, mit denen in 1 Stunde 300 kg Wasser — 300 kg Alkohol Wasser von 50 % Gewicht — 300 kg Aether verdampft werden können, wenn die zur Verfügung stehende Dampfspannung einmal 4 Atm abs., ein anderes Mal 1,25 Atm abs. beträgt.

Die Verdampfungs-Wärme von 1 kg Alkohol Wasserdampf von 50 Gew. % ist = 375 W. E., d. h. so gross wie für $\frac{375}{540}$ 0,7 kg Wasserdampf — — 300 kg Alkohol-Wasserdampf sind also in Bezug auf den Wärme-Verbrauch gleichwerthig mit 210 kg Wasserdampf.

Die Verdampfungs-Wärme von 1 kg Aether ist = 97 W. E. — 300 kg Aether repräsentiren also im vorliegenden Falle

$$\frac{97}{540}\ 300 = 54 \text{ kg Wasserdampf.}$$

Es sind zu verdampfen:

	300 kg Wasser	300 kg Alkohol-Wasser	300 kg Aether
oder	300 » »	210 » Wasser	54 » Wasser
Die Siede-Temp. ist:	100°	92,5°	37°

a) Für Heizdampf von 3 Atm 4 Atm absolut, = 144°

ist also die Temp.-Diff. =	44°	51,5°	107°

Wir nehmen aber an, dass in Wirklichkeit die Temperatur-Differenz etwa 10 % geringer sei.

d. h.:	40°	46°	96°

Für 1° Temperatur-Differenz müsste das Heizrohr also verdampfen:

$$\frac{300}{40} = 7{,}5 \text{ kg} \qquad \frac{210}{46} = 4{,}56 \text{ kg} \qquad \frac{54}{96} = 0{,}566 \text{ kg Wasser.}$$

Aus der Tabelle 13 finden wir dann, die hierzu erforderlich ist

entw. 1 Rohr:	60 Drm 18 m	— 40 Drm 10 m	— 10 Drm 0,6 m
	= 3,62 qm	= 1,35 qm	= 0,025 qm
oder 2 »	40 Drm 7 m	— 25 Drm 4 m	—
	= 1,92 qm	= 0,72 qm	—
» 3 »	30 Drm 4 m	—	—
	= 1,29 qm	—	—

b) Für Heizdampf von 0,25 Atm 1,25 Atm absolut = 105,35°

ist die Temp.-Differenz =	6,28°	13,58°	69,58°

Die wirkliche Temperatur-Differenz nehmen wir etwa 10 % geringer an:

d. h.:	5,5°	12°	63°

Tabelle 14.

Dampfgewicht, welches bei v_d = 30 m Geschwindigkeit und 10—350 mm Drm ohne wesent-

Dampf-Spannung Atm abs	Dampf-Tempe-ratur	Durchmesser des Dampf-										
		10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
		Stündlich eintretendes Dampf-										
1,00	100	5	12	20	32	46	63	82	103	126	154	184
1,25	106	6,3	14,3	25	40	57	78	101	132	158	191	278
1,50	112	7,5	17	30	47	68	92	120	164	188	227	270
2	121	10	23	39	63	88	120	157	200	245	298	355
2,5	128	12	28	48	76	110	149	194	245	304	367	435
3	134	14	32	56	89	128	173	225	285	353	428	510
4	144	19	43	76	130	170	231	300	280	471	570	680
5	152	27	53	93	146	210	285	372	472	583	705	841

Für 1° Temperatur-Differenz müsste das Heizrohr also verdampfen:

$$\frac{300}{5{,}5} = 54{,}6 \qquad \frac{210}{12} = 17{,}5 \qquad \frac{54}{63} = 0{,}86 \text{ kg}$$

In der Tabelle 13 finden wir dann, dass hierzu erforderlich sind:

Entw. 3 Rohre:	150 Drm	40 m		1 Rohr:	150 Drm	39 m	1 Rohr: 10 Drm 1 m
		= 57 qm				= 19,1 qm	= 0,04 qm
oder 4	» 150 Drm	24 m		2	» 100 Drm	15 m	—
		= 47 qm				= 9,9 qm	—
» 6	» 100 Drm	15 m		3	» 60 Drm	11 m	—
		= 29,7 qm				= 6,6 qm	—
» 8	» 80 Drm	12 m				—	—
		= 25,8 qm				—	—
» 15	» 40 Drm	6 m				—	—
		= 12,2 qm				—	—

Man kann eine Verdampfungsheizfläche so konstruiren, dass sie besteht aus einem einzelnen Rohr, dessen Durchmesser sich gegen das Ende hin, allmählich oder in Stufen verengt, oder aus mehreren parallelen Rohren, deren Zahl sich gegen das Ende hin verringert (z. B. von 4 auf 3, auf 2, auf 1).

Die bis jetzt veröffentlichten Versuche mit so hergestellten Heizflächen zeigen, dass ihr Transmissions-Koefficient nicht kleiner

Tabelle 14.

Spannungen von 1—5 Atm abs in 1 Stunde durch Ventile von lichen Druckverlust eintritt.

eintrittsventils in mm											
65	70	80	90	100	125	150	175	200	250	300	350
gewicht bei 30 m Geschwindigkeit											
215	250	325	413	505	802	1144	1560	2192	3206	4576	6254
267	320	403	527	632	993	1422	1932	2529	3972	5688	7745
317	367	429	657	752	1172	1679	2292	3000	4686	6714	9188
415	483	628	795	980	1533	2209	3014	3933	6148	8816	
513	595	774	980	1214	1895	2726	3717	4862	7600		
597	693	900	1144	1412	2209	3180	4406	5764			
796	926	1204	1520	1884	3004	4254	5820				
985	1143	1485	1888	2332	3704	5247					

ist, als bei kurzen, gleich langen Rohren von gleichbleibendem Querschnitt.

Da aber, sobald als ihre Länge im Verhältniss zum Rohrdurchmesser einigermassen erheblich wird ($l = 600$ bis $800\ d$), die Dampfspannung in den Rohren gegen das Ende hin sehr stark abnimmt, so sinkt hierdurch die Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Flüssigkeit ungemein, und die Verdampfungsleistung eines qm wird gering.

Kurze, enge Rohre bilden die wirkungsvollste Heizfläche.

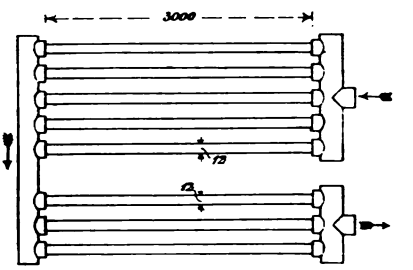


Fig. 6.

Beispiel beobachtet (a. a. O.): Fig. 6.

8 gleiche horizontale Messingrohre (70 % Kupfer), von 10 mm i. L. — 12 mm ä. Drm, 3000 mm Länge, gespeist mit Dampf von 111,93° beim Eintritt, 103,2° beim Austritt, verdampfen in 1 Stunde 141 Liter Wasser von 23° bei 100°. Die Gesammt-Heizfläche ist $H_v = 1{,}8$ qm.

Die Temperatur-Differenz am Anfang ist $\vartheta_a = 11{,}93°$

» » » » Ende » $\vartheta_e = 3{,}2°$.

Die mittlere Temperatur-Differenz würde $\left(\text{da } \frac{3{,}2}{11{,}93} = 0{,}269 \text{ ist}\right)$ aus Tabelle 1 folgen: $\vartheta_m = 0{,}56 \cdot 11{,}93 = 6{,}68°$.

Da aber der erste Theil der Heizfläche grösser als der zweite ist, ergiebt sich $\vartheta_m = 7{,}1$ und daher der beobachtete Transmissions-Koefficient

$$k_v = \frac{141 \cdot (635-23)}{7{,}1 \cdot 1{,}8} \cong 7000.$$

Die mittlere Heizfläche für 1 Rohr ist $\frac{1{,}8}{8} = 0{,}225$ qm, woraus sich der berechnete Koefficient ergiebt

$$k_v = \frac{3367}{\sqrt{0{,}225}} = 7090.$$

C. Verdampfung und Erwärmung vermittelst Doppelböden und weiter Heizmäntel.

Heizdampf, der in Doppelböden oder um weite cylindrische Mäntel, die auf der anderen Seite von siedender Flüssigkeit bespült sind, zur Wirkung kommt, bestreicht die gesammte Heizfläche nicht so regelmässig, strömt nicht so zwangsweise an der Heizfläche hin, wie er es in einer Heizschlange thun muss. Sogleich nach seinem Eintritt in diese weiten Räume vertheilt sich der Dampf er eilt auf dem kürzesten Wege an die freie Fläche und dieses wird wohl auch der Grund dafür sein, dass die zur Verfügung stehenden Resultate von Verdampfungs-Versuchen mit Doppelkesseln eine gesetzmässige Abhängigkeit der Wärmeleitung von der Grösse der Heizfläche nicht erkennen lassen, was bei den Heizschlangen in der That der Fall ist. Grosse und kleine Doppelkessel ergeben fast dieselbe Wärmeübertragung. Die bekannt gewordenen Werthe für k_v sind sehr verschieden. Sie schwanken zwischen $k_v = 1300$ bis $k_v = 3300$, woran unserer Meinung nach besonders die oft mangelhafte Entluftung Schuld tragen wird. Im Mittel darf man darauf rechnen, dass beim Verdampfen von Wasser durch kupferne Doppelböden oder Heizmäntel $k_v = 1400$ bis 1800 ist, und zwar bei Böden bis zu 1 m Durchmesser $k_v = 1800$, von 1 bis 1,5 m Durchmesser $k_v = 1700$, von 1,5—2 m Durchmesser $k_v = 1600$ und darüber $k_v = 1400$. Die Wärmeübertragung der kupfernen Doppelböden ist also für Wasserverdampfung:

$$C = H \cdot \vartheta_m \text{ 1400 bis } H \cdot \vartheta_m \text{ 1800} \quad . \quad . \quad . \quad (51)$$

Bei kleinen Kesseln bis zu 1 m Durchmesser darf man dabei die mittlere Temperatur-Differenz beim Sieden etwa mit 0,85 von der am Dampfeintritt annehmen; bei Kesseln von 1—2 m Durchmesser etwa mit 0,75 und bei noch grösseren Kesseln etwa mit 0,65 derselben. Aber alle diese Zahlen sind etwas schwankend, und es ist noch nicht möglich, festzustellen, welche Ursachen in jedem Fall bald einen geringeren, bald einen grösseren Abfall der Spannung im Doppelboden bewirken. Die Entfernung vom Dampfkessel, die Weite der Zuleitung, der Wärmeverlust des Zuleitungsrohres, die Gestalt des Kessels, die Art und Form des Dampfeintritts und seine Weite werden gewiss eine Rolle dabei spielen.

Mit Dampf von 3—4 Atmosphären im Dampferzeuger verdampft man im offenen Kessel erfahrungsmässig aus ganz dünnen Flüssigkeiten in 1 Stunde mit Doppelböden von etwa 1—2 qm 80—100 Liter Wasser pro Quadratmeter. In grossen Kesseln ist die Leistung etwas geringer. Es ist bei diesen ganz zweckmässig, mehrere Dampfeingänge anzubringen, wodurch die Leistung sehr erhöht wird.

Mit Hülfe der Gleichung (51) ist die folgende kleine Aufstellung berechnet, welche angiebt, auf eine wie grosse Wasserverdampfung pro Stunde man bei kupfernen Doppelkesseln von 500—3000 mm Durchmesser mit einem Dampfeintritt und bei Dampfspannungen von 2—5 Atm abs rechnen darf.

	Durchmesser des Bodens in mm:									
	500—800	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000
	Tiefe desselben in mm									
	200	300	400	500	550	600	600	700	800	900	1000
	Heizfläche desselben in qm									
	0,33	0,79	1,26	2,02	2,7	3,62	4,3	5,5	6,8	8,5	10,36
Spannung: Atm abs	Seine Wasserverdampfung pro Stunde in Liter:										
2	18,5	44	56	95	127	163	190	193	238	297	360
3	30	62	92	159	212	271	300	315	388	488	590
4	44	104	132	209	280	358	400	420	503	627	766
5	50	117	156	248	330	421	500	525	583	726	888

Werden bei den grösseren Kesseln 2—4 Dampfeingänge angeordnet, so steigt die stündliche Verdampfungsleistung leicht auf das 1,5fache der hier angegebenen.

Beispiele beobachtet: In einem Doppelkessel von 3450 Drm = 11,2 qm wurden in einer Stunde verdampft durch Heizdampf von 2—2,5 Atm abs: 1200 Liter = 107 Liter p. 1 qm, — durch Heizdampf von 2,5—3 Atm abs 1500 Liter = 134 Liter p. 1 qm (4 Dampfeingänge).

Ist das Wasser im Doppelkessel **nicht siedend**, soll es vielmehr durch den Heizdampf nur erwärmt werden, so ist wegen der niedrigen Wassertemperatur die Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Wasser erheblich grösser, als wenn es siedet. Die Spannung des Heizdampfes sinkt dann aber meistens schon am Eintritt sehr und ist beim Beginn der Heizung an der dem Eintritt entgegengesetzten Seite oft = 0. Mit steigender Temperatur des Wassers nimmt auch die Spannung des Dampfes im Doppelboden an allen Stellen zu, und man kann etwa darauf rechnen, dass die mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m zwischen Dampf und Wasser während der ganzen Periode der Wassererwärmung bis zum Sieden etwa die Hälfte von der zwischen Heizdampf t_d und ursprünglicher Flüssigkeitstemperatur t_f sei.

$$\vartheta_m = \frac{t_d - t_f}{2}$$

Der Transmissions-Koefficient unter Berücksichtigung der Inkrustation ist $k_c = 1400$.

In der Periode der Anwärmung werden also in 1 Stunde durch einen kupfernen mit Dampf geheizten Doppelboden an die nicht siedende Flüssigkeit übertragen:

$$C = 1400\ H\ \vartheta_m = 700\ H\ (t_d - t_f) \quad . \quad . \quad \textbf{(52)}$$
$$\text{bis } 1800\ H\ \vartheta_m = 800\ H\ (t_d - t_f)$$

woraus sich für jeden Fall die Heizfläche ergiebt.

In den meisten Fällen, in denen Dampf von etwa 3 bis 5 Atm Spannung (130° bis 160° Temperatur) im Kessel zur Verfügung steht, kann man in 1 Stunde mit 1 qm Doppelboden 1000 Liter Wasser von 10° auf 100° erwärmen. Ist die zu erwärmende Flüssigkeit dicker und schwerer beweglich als Wasser, so kann man nur auf eine geringere Leistung rechnen. Wie das Beispiel im Abschnitt VII zeigt, wächst die Wärme-Uebertragung mit steigender Temperatur der Flüssigkeit.

Beispiele beobachtet:

720 Liter Wasser von 13° auf 100° in 28 Minuten mit 1,2 qm (Kessel

1000 mm Drm) durch Dampf von 3½ Atm erwärmt, d. i. = 1285 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.

640 Liter Wasser von 12° auf 100° in 30 Minuten mit 1,2 qm (Kessel 1000 mm Drm) durch Dampf von 3½ Atm erwärmt, d. i. = 1068 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.

89,6 Liter Wasser von 20° auf 100° in 16 Minuten mit 1,45 qm (Kessel 540 mm Drm) durch Dampf von 4 Atm erwärmt, d. i. = 746 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.

1075 Liter Wasser von 19,25° auf 100° in 47 Minuten mit 1,5 qm (Kessel 1295 mm Drm) durch Dampf von 3½ Atm erwärmt, d. i. = 921 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.

4200 Liter Maische von 52,5° auf 100° in 45 Minuten mit 5,8 qm (Boden 2450 mm Drm) durch Dampf von 100—139° im Doppelboden erwärmt, d. i. = 970 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.

5000 Liter Maische von 65° auf 100° in 20 Minuten mit 5,8 qm (Boden 2450 mm Drm) durch Dampf von 3,5 Atm abs erwärmt, d. i. = 2596 Liter pro 1 qm in 1 Stunde (2 Dampfeingänge — Rührwerk).

21 000 Liter Würze von 685,° auf 100° in 50 Minuten mit 11,2 qm (Boden 3400 mm Drm) durch Dampf von 3,5 Atm abs erwärmt, d. i. = 2256 Liter pro 1 qm in 1 Stunde (4 Dampfeingänge).

IX. Das Verdampfen im Vakuum.

Ein Vakuum-Apparat ist ein geschlossenes Gefäss, welches durch Dampf oder seltener durch offenes Feuer geheizt wird, und in dem durch geeignete Vorrichtungen ein kleinerer Druck als der atmosphärische erhalten werden kann. Der verminderte Druck, das Vakuum, wird dadurch erzielt, dass die Dämpfe, welche sich aus der in dem Apparat verdampfenden Flüssigkeit entwickeln, durch ein möglichst kurzes Rohr in ein zweites geschlossenes Gefäss — den Kondensator — geleitet, und dort durch direkt eingespritztes Wasser oder an stark gekühlten Metallwänden niedergeschlagen werden.

In den ganz geschlossenen Gefässen würde allein durch das Verflüssigen des Dampfes, durch das Verschwinden desselben ein Minderdruck, ein Vakuum, eine theilweise Luftleere, ja eine vollständige Drucklosigkeit entstehen müssen, wenn nicht immer aus der verdampfenden Flüssigkeit, aus dem Einspritzwasser und durch die nie vollkommen dichten Wände der Apparate etwas Luft eindringen würde. Diese Luft muss bei allen Vakuum-Apparaten entfernt werden. Zu einem Vakuum-Apparat gehört also immer eine Luftpumpe.

Man kann zwar in der That durch Kondensation der in einem geschlossenen Gefäss entwickelten Dämpfe ein Vakuum erzeugen, allein dieses vermindert sich bald, weil die aus der Flüssigkeit, dem Wasser und den Undichtigkeiten eintretende Luft dasselbe in kurzer Zeit aufhebt. Ohne Absaugung der Luft kann man dauernd ein Vakuum nicht erhalten.

Die Abmessungen der Rohrleitung, Kondensatoren und Luftpumpen sollen in den späteren Abschnitten behandelt werden.

Die Vakuum-Apparate können jede widerstandsfähige Form haben, Kugelform, Eiform, stehende, liegende, Cylinder, Konus; sie können von Schmiedeeisen, Gusseisen, Kupfer, Messing, Blei und Zinn, ja Thon, Glas, Porzellan sein; sie können mit Dampf (Schlangen, Doppelböden, Rohrsystemen) oder heissen Flüssigkeiten geheizt werden oder auf offenem Feuer stehen, alles, je nach den Eigenschaften der Stoffe die man verarbeiten will und den Zwecken die man verfolgt.

Da von der Flüssigkeit, die in die Vakuum-Apparate eingezogen wird, ein Theil verdampft wird und der andere zurückbleibt, so braucht ihr Inhalt in den meisten Fällen nicht so gross zu sein, wie die Masse der dünnen, in bestimmter Zeit einzudampfenden Flüssigkeit, sondern nur so gross, wie die Masse der eingedampften, da man ja, um das gleiche Niveau im Apparat zu behalten, immer nach Bedürfniss dünne Flüssigkeit nachziehen kann. Allerdings giebt es auch seltene Fälle, in denen das Nachziehen nicht zulässig ist. In diesen Fällen muss der Inhalt des Apparates gleich dem Volumen der dünnen Lauge sein.

Das Verhältniss der Heizfläche zum Inhalt hängt bei den Vakuum-Apparaten von ihrem Zweck ab. Für manche Flüssigkeiten ist es erwünscht, ihren Aufenthalt im Vakuum so kurze Zeit wie möglich währen zu lassen, und für diese Stoffe wählt man grosse Heizflächen und kleinen Inhalt; in anderen Fällen will man zum Zwecke der Gewinnung von Krystallen die Füllung allmählich vergrössern können. Hier giebt die Erfahrung die Regeln für das Verhältniss, das von der Dauer der Krystallisation abhängt; eine allgemeine gültige Vorschrift lässt sich nicht aufstellen, es sei denn die, dass man den Inhalt festsetzt nach der Produktion und die Heizfläche nach der Zeit, in der ein bestimmtes Wasserquantum (oder Flüssigkeitsquantum) aus der Masse entfernt werden soll.

Der eine Vortheil der Vakuum-Verdampfung gegenüber der Verdampfung bei atmosphärischem Druck besteht darin, dass im luftverdünnten Raum fast alle Flüssigkeiten bei erheblich niedrigerer Temperatur sieden und verdampfen als bei atmosphärischem Druck, wodurch eine viel grössere Temperatur-Differenz zwischen Heizdampf und siedender Flüssigkeit entsteht und folglich eine viel grössere Wärme-Uebertragung pro Quadratmeter der Heizfläche erzielt wird. Man kann also zum Heizen im Vakuum noch mit dem grössten Erfolge Dampf von ganz geringer Spannung verbrauchen, selbst solchen von 100° und weniger. Der abgehende Dampf von Maschinen und aus anderen Quellen kann dazu sehr vortheilhaft verwerthet werden, denn da die Siede-Temperatur der meisten Flüssigkeiten im Vakuum um 40° und mehr sinkt, so entsteht immer noch ein grosses Temperaturgefälle.

Flüssigkeiten, die bei höheren Temperaturen sieden, (180° bis 200° bis 210°) kann man unter atmosphärischem Druck meistens nicht mehr mit gespanntem Dampf verdampfen, weil hierzu Heizdämpfe von so hohen Temperaturen, also von so hohen Spannungen verwendet werden müssten, dass ihre Anwendung unbequem, oft gefährlich wird. Im Vakuum-Apparat sinkt aber die Siede-Temperatur der Flüssigkeit sehr, und dann ist die Anwendung von mässig gespanntem Dampf, wie er meistens vorhanden ist, bequem möglich. Im Vakuum ist eine lebhafte Verdampfung immer noch zu erwarten, wenn (bei nicht zu dicken Flüssigkeiten) eine Temperatur-Differenz von 10°, ja selbst von 5° vorhanden ist.

Die Spannung von Flüssigkeitsdämpfen im luftverdünnten Raum (und unter Druck) kann nach einer von Dr. E. Dühring in „Neue Grundzüge zur rationellen Physik und Chemie", 1878, Leipzig, mitgetheilen (von Ulrich Dühring gefundenen) Regel, die allerdings nicht für alle Fälle vollkommen zuverlässig zu sein scheint, berechnet worden. Diese Regel besagt:

Die Differenz der Siede-Temperaturen ($t_f - t^1_f$) einer Flüssigkeit bei zwei beliebigen, verschiedenen Drucken, dividirt durch die Differenz der Siede-Temperaturen einer anderen Flüssigkeit ($t_w - t^1_w$) bei denselben zwei Drucken ist für diese zwei Flüssigkeiten eine konstante Zahl q:

$$q = \frac{(t_f - t^1_f)}{(t_w - t^1_w)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (53)$$

Beispiel. Der Siedepunkt des Quecksilbers ist:
bei 1 Atmosphäre (760 mm) = 357°, bei 100 mm Druck = 261°.
Der Siedepunkt des Wassers ist:
bei 1 Atmosphäre (760 mm) = 100°, bei 100 mm Druck = 52°,

$$\text{dann ist: } q = \frac{357 - 261}{100 - 52} = \frac{96}{48} = 2.$$

Der Siedepunkt des Quecksilbers ist:
bei 30 mm Druck = 214,5°, bei 5 mm Druck = 154,4°.
Der Siedepunkt des Wassers ist:
bei 30 mm Druck = 29,1°, bei 5 mm Druck = 1,2°, dann ist

$$q = \frac{214{,}5 - 154{,}4}{29{,}1 - 1{,}2} = \frac{60{,}1}{27{,}9} = 2{,}12$$

Aehnlich annähernd für andere Drucke und Flüssigkeiten.

Die Ungenauigkeit der Konstanten q ist vielleicht auf ungenügende Kenntniss der Siedepunkte zurückführen.

Kennt man also von einer Flüssigkeit die Siede-Temperatur bei zwei Drucken, ferner den Siedepunkt einer zweiten Flüssigkeit bei einem dieser Drucke und endlich die Konstante q für diese Flüssigkeit, so kann man nach dieser Regel die Siedepunkte der zweiten Flüssigkeit bei allen anderen Drucken berechnen.

Nimmt man nun Wasser als die leitende Flüssigkeit an, weil bei ihm die Kenntniss der zu den verschiedenen Drucken gehörigen Temperaturen am genauesten ist, und wählt man ferner als einen der gemeinsamen Drucke 1 Atmosphäre absolut, weil für diesen Druck die Siedepunkte der meisten Flüssigkeiten genau erforscht sind, so kann man mit Hülfe dieser Regel die Siedepunkte aller derjenigen Flüssigkeiten für alle Drucke berechnen, für welche die Konstante q bekannt ist, oder man kann die Konstante q für alle diejenigen Flüssigkeiten berechnen, für die der Siedepunkt bei einem zweitem Druck durch Beobachtung festgestellt ist.

Es sei: t_f = der Siedepunkt einer Flüssigkeit bei 1 Atmosphäre Druck,

t^1_f = der zu berechnende Siedepunkt derselben Flüssigkeit bei einem anderen Druck,

t_w = der Siedepunkt des Wassers bei 1 Atmosphäre Druck,

t^1_w = der Siedepunkt des Wassers bei dem anderen Druck,

$$\text{so ist: } t_f - t^1_f = q\,(100 - t^1_w)$$

$$t^1_f = t_f - q\,(100 - t^1_w) \quad \ldots\ldots \quad (54)$$

Beispiel. Der Siedepunkt des Alkohols bei 1 Atmosphäre ist: $t_f = 78{,}26^0$, der des Wassers bei 60 mm Druck ist: $t'_w = 40^0$, die Konstante für Alkohol ist $q = 0{,}904$ (nach Dühring), so ist die Siede-Temperatur des Alkohols bei 60 mm Druck:

$$t'_f = 78{,}26 - 0{,}904\ (100 - 40) = 24{,}02^0.$$

Für etwa 40 verschiedene Flüssigkeiten sind die Konstanten q in dem oben genannten Dühring'schen Buche mitgetheilt, und mit ihrer Hülfe ist die Tabelle 15 berechnet, die für eine Anzahl derselben die Siedepunkte bei verschieden vermindertem Druck, nämlich bei Vakuen von 526, 611 und 710 mm angiebt.

Tabelle 15.

Siedetemperaturen einiger Flüssigkeiten bei 526—611—710 mm Vakuum, berechnet nach der Dühring'schen Regel.

	Konstante q	760 0	230 526	139 611	50 mm abs Druck. 710 mm vak.
		Siedetemperaturen t'_f			
Wasser	—	100	70	60	40
Alkohol	0,904	78,26	51,14	42,1	24,02
Aether	1,0	34,97	4,97	—5,03	—25,02
Essigsäure . . .	1,164	119,7	84,58	46,54	69,84
Benzin	1,125	80,36	46,61	35,36	12,86
Terpentinöl . .	1,329	159,15	119,28	106	79,81
Buttersäure . .	1,228	161,70	124,86	111,6	87,02
Glycerin	1,25	290	252,5	240	225
Quecksilber . .	2	357,25	177,25	137,25	257,25
β Naphtol . . .	2	290	230	210	170
Karbolsäure . .	1,2	178	142	130	104
Kresol	1,2	190	154	145	118

Der zweite grosse Vortheil der Vakuum-Verdampfung ist der, dass die Flüssigkeiten dabei nicht so heiss werden, wie bei atmosphärischem Druck, und dass auch die Heizflächen, weil Heizdampf von geringerer Spannung angewendet werden kann, eine niedrigere Temperatur behalten, beides höchst werthvoll, ja nothwendig für manche Industrien, die Stoffe organischen Ursprungs,

wie Milch, Blut, Gelatine, Albumin verarbeiten. Diese Stoffe erfordern, sollen sie nicht anbrennen, sich bräunen oder koaguliren, dass nicht nur sie selbst bei niedrigerer Temperatur zur Verdampfung kommen (bei 60°, 50°, 40°), sondern, dass auch die Heizwände nicht zu warm werden, jedenfalls nicht über bestimmte, für jede Flüssigkeit andere Grenzen. Nun hat zwar, wie wir immer beobachtet haben, die von der Flüssigkeit berührte Seite der Heizfläche allemal eine niedrigere Temperatur als die vom Heizmittel berührte, sodass das Heizmittel meistens etwas wärmer sein als die Flüssigkeit werden darf, eben, weil die volle Temperatur an der Flüssigkeitsseite nicht zum Vorschein kommt, aber dies ist nur dann der Fall, wenn sich die Flüssigkeiten rasch an der Heizwand vorbei bewegen, sodass die Moleküle derselben nicht die Zeit behalten, eine höhere Temperatur anzunehmen und dadurch zu leiden. Starkes Wallen und Rührwerke sind sehr gute Schutzmittel gegen das Eintreten höherer Temperaturen in Flüssigkeitstheilen; indessen genügen sie auch oft nicht und dann ist das beste Mittel, die Temperatur des Heizdampfes so niedrig zu legen, dass auch im ungünstigsten Fall kein Schaden geschieht. Das wird auf glückliche Weise erreicht durch den Verdampf-Apparat nach dem Patent C. Heckmann Nr. 60588.

Die Wärmeübertragung zwischen Dampf und Flüssigkeit im Vakuum ist entsprechend der grösseren Temperatur-Differenz auch grösser als bei atmosphärischem Druck. Für die Bestimmung der Heizfläche, die aus von Dampf durchströmten Röhren besteht, für Vakuum-Verdampfapparate kann man sich der Gleichung (47) bedienen: $H = \left(\frac{C}{2200\ \vartheta_m}\right)^2$.

Die Tabelle 13 giebt die Verdampfungs-Leistung kupferner Heizschlangen auch in Vakuum-Apparaten.

Für Doppelböden darf man annehmen, dass die Wärmeübertragung im Vakuum nach der Formel (51) geschieht:

$$C = H\ \vartheta_m\ k_v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (51)$$

worin gesetzt werden kann für Wasser: $k_v = 1600$,
für dünne Laugen: $k_v = 1200$,
„ dicke „ : $k_v = 900—500$.

Erfahrungsmässig verdampft man in Vakuum-Apparaten in 1 Stunde mit 1 qm Heizfläche

mit Abdampf aus Wasser:	100—110	Liter,
„ „ „ dünnen Laugen:	60— 70	„
„ „ „ dicken „	30— 45	„
„ gespanntem Dampf aus Wasser:	130 - 175	„
„ „ „ „ „	80—100	„
„ „ „ „ „	40— 55	„

X. Von den Mehrkörper-Verdampf-Apparaten.

Die Vorgänge, welche sich in einem Mehrkörper-Apparat abspielen, sowohl hinsichtlich der Leistung, als auch in Bezug auf den Dampfverbrauch, sind etwas verwickelter als bei den einfachen Verdampfkörpern, auch nicht auf den ersten Blick erkennbar. Sie sollen daher etwas eingehender erörtert werden. Bei diesen Apparaten interessiren zumeist zwei Fragen, die in dem folgenden Abschnitt behandelt werden:

A. Wieviel Wasser in jedem einzelnen Körper der Mehrkörper-Verdampf-Apparate in Dampf verwandelt wird und wieviel Heizdampf jeder gebraucht?

B. Welche Zusammensetzung (welchen Gehalt an festen Stoffen, welchen Trockengehalt) der Saft in jedem Körper hat?

A. Die Verdampfungsleistung eines Apparats

hängt von folgenden Umständen ab:

1. von der Temperatur und Spannung des Heizdampfes,
2. von der Temperatur und Spannung des in den einzelnen Apparaten erzeugten Dampfes,
3. von dem Grade, bis zu dem die Flüssigkeit eingedickt werden soll und von ihrem specifischen Gewichte,
4. von der Art der Flüssigkeit mit Rücksicht auf die Leichtigkeit, mit der sie Wasserdämpfe entwickelt,
5. von der Höhe der siedenden Flüssigkeitsschicht in jedem Körper,
6. davon, ob nur dem ersten oder auch noch den folgenden Körpern Dämpfe (Extradämpfe, etwa zur Beheizung anderer Apparate) entzogen werden oder nicht,
7. ob die zu Heizzwecken benutzten kondensirten Dämpfe (die Kondenswässer) in jedem Körper besonders abgeführt,

oder ob sie alle mit der Temperatur des letzten Körpers entlassen werden.

Wir nehmen vorläufig an, dass die zu verdampfende Flüssigkeit mit der im ersten Körper herrschenden Temperatur in denselben geführt wird, dass also zu ihrer Erwärmung im ersten Körper kein Wärmeaufwand zu machen ist.

Man erkennt sogleich, dass die oben angeführten beeinflussenden Umstände nicht alle durch Zahlen in Hinsicht auf ihren Einfluss auf die Leistung ausgedrückt werden können, wenn nicht besondere Erfahrungszahlen und Versuchsresultate zu Hülfe genommen werden können. Aber auch die in jedem einzelnen Falle etwa zahlenmässig feststehenden Umstände können so ungemein wechseln, so viele Variationen bilden, dass ohne erhebliche Ungenauigkeiten Schlüsse, die für alle Fälle zutreffen, nicht aus wenigen Fällen gezogen werden können.

Der Vorgang bei der Verdampfung ist der folgende:

Der im ersten Körper durch Einwirkung des von aussen zugeführten Heizdampfes D_0 erzeugte Saftdampf D_1 strömt in die Heizkammer des zweiten Körpers, um dort seinerseits aus dem Saft Dämpfe zu bilden und um niedergeschlagen mit der dort unten im Saft herrschenden Temperatur t_{u_2} zu entweichen. Das Flüssigkeitsgewicht W, welches im ersten Körper die Wassermenge D_1 durch Verdampfung verloren hat, dessen Menge also noch $W-D_1$ ist, tritt mit der mittleren Temperatur t_{m_1} des ersten Körpers in den zweiten, in dem nur die mittlere Temperatur t_{m_2} herrscht, es muss sich infolge dessen von t_{m_1} auf t_{m_2} abkühlen, also Dämpfe bilden. Ist c_2 die Gesammt-Wärme des Dampfes im zweiten Körper, so müssen in demselben durch den aus dem ersten Körper heisser eintretenden Saft

$$s_2 = \frac{(W-D_1)\,(t_{m_1}-t_{m_2})}{c_2-t_{m_2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (55)$$

Kilo Dampf entwickelt werden.

Im zweiten Körper wird also Dampf entwickelt sowohl durch die heisse Füssigkeit selbst, als auch durch den aus dem ersten Körper kommenden Dampf D_1.

Im dritten Körper entsteht dann ebenso Dampf sowohl aus dem übertretenden Saft $(W-D_1-D_2)$, als auch durch die Heizwirkung des Dampfes D_2, welcher seinerseits die Summe des im zweiten Körper entwickelten Dampfes ist.

Im vierten und in den folgenden Körpern verhält es sich ebenso, sodass also neben der wiederholten Wirkung des Heizdampfes auch eine wiederholte Wirkung des durch Temperaturerniedrigung des Saftes entstehenden Dampfes eintritt. Da 1 kg Dampf von 100° mehr Wärme enthält als 1 kg Dampf von 60°, so folgt, dass 1 kg Heizdampf von 100° mehr als 1 kg von 60° erzeugen kann. Wenn man die Veränderungen, die durch höhere Siedepunkte und höhere Drucksäulen bewirkt werden, vernachlässigt und die reine Wirkung der Dämpfe betrachtet, so findet man also, dass 1 kg Heizdampf, aus einem Körper entwickelt, im nächstfolgenden stets mehr als 1 kg Dampf erzeugen muss, denn es wird vom Heizdampf stets seine gesammte Wärme (fühlbare und latente) ausgenutzt, abzüglich der Wärmemenge, die mit seinem Kondenswasser fortgeht; dessen Temperatur ist aber gleich der der siedenden Flüssigkeit im folgenden Körper. Um 1 kg Dampf aus dieser siedenden Flüssigkeit zu erzeugen, braucht man auch die einem Kilo Dampf zukommende Wärme minus der in der Flüssigkeit enthaltenen Wärmemenge.

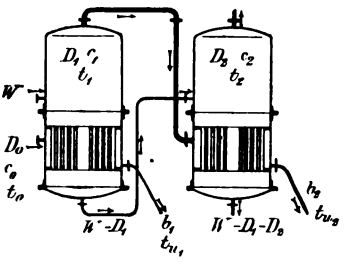


Fig. 7.

Dieser rein schematische Zustand erleidet Aenderungen durch die schon oben genannten Umstände.

Obgleich, wie wir später sehen werden, die auf Grund des oben Gesagten aufzustellenden ziemlich umständlichen Formeln zur Bestimmung der Verdampfleistung jedes einzelnen Körpers keinen sehr grossen praktischen Werth haben, so sollen sie doch hier mitgetheilt werden.

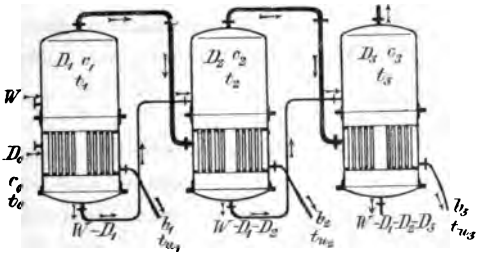


Fig. 8.

Die Figuren 7 und 8 geben die schematischen Bilder eines Duble- und eines Triple-Effet-Verdampf-Apparates, in welchen an

$$D_0 c_0 + W t_f = D_1 c_1 + D_0 t_{u_1} + (W - D_1) t_{m_1}$$
$$D_0 c_0 + W t_f = D_1 c_1 + D_0 t_{u_1} + W t_{m_1} - D_1 t_{m_1}$$
$$D_0 (c_0 - t_{u_1}) + W(t_f - t_{m_1}) = D_1 (c_1 - t_{m_1})$$
$$D_0 = \frac{D_1 (c_1 - t_{m_1}) - W(t_f - t_{m_1})}{c_0 - t_{u_1}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (63)$$

Man muss zugeben, dass diese Formeln für den Double-Effet nicht sehr bequem sind und für den Triple-Effet sogar schon recht umständlich werden; für den Quadruple-Effet würde man ganz unhandliche, daher hier nicht aufgestellte Formeln erzielen, die praktisch nicht mehr verwerthbar sind.

Aber man könnte doch mit Hülfe dieser Gleichungen für den Double- und Triple-Effet die Verdampfungsleistung in jedem einzelnen Körper und den Dampfverbrauch des ganzen Apparates für jeden bestimmten Fall berechnen, wenn die in jedem Körper herrschende Temperatur bekannt wäre. Das ist aber a priori nicht der Fall, denn für die Berechnung der Leistung eines Verdampf-Apparates sind nur folgende Dinge gegeben:

1. die in der Zeiteinheit zu bewirkende Verdampfung $W - U$,
2. die Eintritts-Temperatur des Saftes $= t_f$,
3. die Temperatur des Heizdampfes t_0 und dessen Gesammtwärme c_0,
4. das Vakuum im letzten Körper t_3 und c_3.

Für die Ausrechnung der Formeln wird aber, wie schon gesagt, die Kenntniss von noch einer Anzahl von Temperaturwerthen nöthig, die bedingt werden von der Art und Grösse der Heizflächen, der Höhe der kochenden Saftschicht, dem specifischen Gewicht der Säfte, von Dingen also, die eben nicht a priori bekannt sind.

Man wäre also, wollte man nach den eben mitgetheilten Gleichungen rechnen, gezwungen, diese Temperaturen willkürlich anzunehmen, ohne Gewähr dafür, dass sie bei dem ausgeführten Apparat auch wirklich in die Erscheinung treten.

So kommt es, dass die einzige Möglichkeit, den Einfluss all dieser Dinge auf das Resultat zu erkennen, darin besteht, dass man die Verdampfungsleistung der einzelnen Apparate für möglichst viele willkürlich angenommene verschiedene Umstände berechnet unter besonderer Berücksichtigung der Grenzfälle. Stellt man dann die so berechneten Resultate tabellarisch zusammen, so kann man ziemlich gut ablesen, wie sich in jedem Fall das Resultat ändert,

wenn sich die von den gegebenen Dingen unabhängigen Umstände (Temperaturen, Drucke etc.) ändern.

Um diese Berechnungen und Tabellen aber ausführen zu können, müssen wir uns noch etwas eingehender mit den sich in den Apparaten abspielenden Vorgängen beschäftigen.

Man erkennt sogleich, dass die Verdampfungsleistung nicht in allen Körpern die gleiche ist, dass sie vielmehr in jedem Körper eine andere sein muss, weil die Säfte, aus einem wärmeren Körper in den kälteren tretend, ihren Wärme-Ueberschuss zur Wasserverdampfung verwenden müssen.

Je grösser die Temperatur-Differenz zwischen zwei Körpern ist, um so grösser wird diese, sagen wir Selbstverdampfung, sein. Die Temperatur-Differenz zwischen den einzelnen Körpern eines Verdampf-Apparates kann sehr verschieden gross sein.

Es ist von erheblichem Interesse, zu wissen, wieviel Heizdampf man in den ersten Körper schicken muss, um eine gewisse gewollte Verdampfung im ganzen Apparat zu bewirken. Unter sonst gleichen Umständen wird dieser nothwendige Aufwand an Heizdampf um so kleiner sein, je mehr der Apparat durch Selbstverdampfung in den einzelnen Körpern leistet. Aus diesem Grunde sowohl, als auch weil hierdurch ein genauerer Einblick in die Vorgänge bei der Verdampfung bewirkt wird, und endlich, weil es der bequemste Weg ist, namentlich bei Zulassung gewisser Ungenauigkeiten, soll nachstehend im Einzelnen untersucht werden, erstens wieviel Wasser jeder Körper eines Mehrkörper-Verdampf-Apparates durch Selbstverdampfung in verschiedenen, willkürlich ausgesuchten Fällen in Dampf verwandelt und sodann wieviel Heizdampf in jedem Körper und insbesondere im ersten in diesen Fällen gebraucht wird.

Ein Blick auf die Figur 9 erleichtert die Aufstellung der folgenden Gleichungen sehr.

Wir nehmen die specifische Wärme σ_f der Flüssigkeit im Folgenden immer $= 1$ an.

Auch ihre Siedetemperatur nehmen wir gleich der des Wassers an. Liegt sie höher, so ist die Selbstverdampfung etwas grösser.

Im ersten Körper wird zunächst durch den hineingeschickten Heizdampf d_h das Saftgewicht W von seiner ursprünglichen Temperatur t_f auf die im ersten Körper herrschende Temperatur t_{m_1} gebracht, sodann durch ferneren Heizdampf d_0 das Wassergewicht d_1 in Dampf verwandelt. Der kondensirte Heizdampf $d_h + d_0 = b_1 = D_0$ fliesst mit der Temperatur t_{u_1} ab.

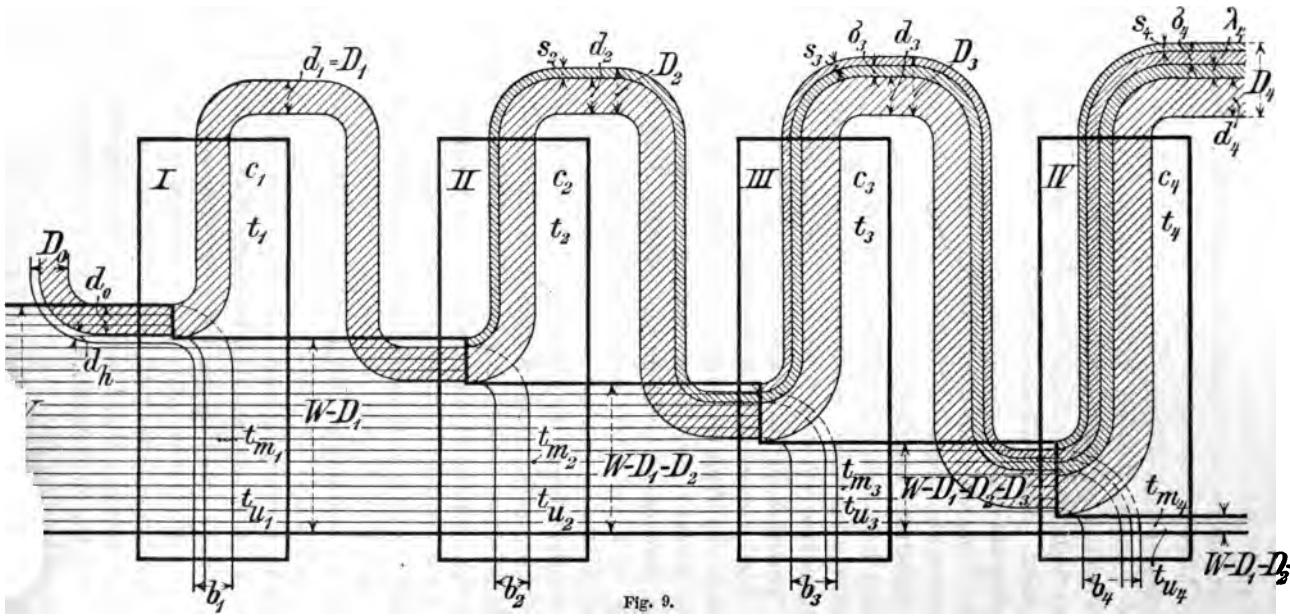


Fig. 9.

W = Eintretende Saftmenge.
D_0 = Gesammter Heizdampf für den I. Körper.
d_h = Heizdampf zum Erwärmen.
d_0 = Heizdampf z. Verdampfen (erzeugt $d_1 (= D_1)$).
D_1 = Dampf aus dem I. Körper (erzeugt d_2).
$D_2 = d_2 + s_2$ = Gesammtdampf aus dem II. Körper.
d_2 = aus d_1 entstanden (erzeugt d_3).
s_2 = durch Selbstverdampfung im II. Körper entstanden (erzeugt σ_2).

$D_3 = d_3 + s_3 + \sigma_3$ = Gesammtdampf aus dem III. Körper.
d_3 = aus d_2 entstanden (erzeugt d_4).
σ_3 = aus s_2 entstanden (erzeugt λ_4).
s_3 = durch Selbstverdampfung im III. Körper entstanden (erzeugt σ_4).
$D_4 = d_4 + s_4 + \sigma_4 + \lambda_4$ = Gesammtdampf aus dem IV. Körper.

s_4 = Durch Selbstverdampfung im IV. Körper entstanden.
$b_1\ b_2\ b_3\ b_4$ = Kondens(Brüden-)wasser aus den 4 Körpern.
$t_1\ t_2\ t_3\ t_4$ = Dampftemperatur in den 4 Körpern.
$t_{m_1}\ t_{m_2}\ t_{m_3}\ t_{m_4}$ = Safttemperatur in der Mitte.
$t_{u_1}\ t_{u_2}\ t_{u_3}\ t_{u_4}$ = Safttemperatur unten.
$c_1\ c_2\ c_3\ c_4$ = Gesammtwärme in 1 kg Dampf.

Der Heizdampfverbrauch im ersten Körper ist also:

$$D_o = d_h + d_o = \frac{W\,(t_{m_1} - t_f) + d_1\,(c_1 - t_{m_1})}{c_o - t_{u_1}} \quad . \quad . \quad (64)$$

Im ersten Körper wird der Dampf d_1 erzeugt:

$$d_1 = D_1.$$

Der Saft $(W - d_1)$ tritt mit der Temperatur t_{m_1} in den zweiten Körper, in dem die Temperatur t_{m_2} herrscht, und entwickelt daher Dampf aus sich selbst, indem er aus seiner überschüssigen Wärme $(W - d_1)\,(t_{m_1} - t_{m_2})$ den Dampf s_2 bildet:

$$s_2 = \frac{(W - d_1)\,(t_{m_1} - t_{m_2})}{c_2 - t_{m_2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (65)$$

Der aus dem ersten Körper in die Heizkammer des zweiten strömende Dampf $d_1 = D_1$ erzeugt im zweiten Körper auch Dampf und zwar ist:

$$d_1\,(c_1 - t_{u_2}) = d_2\,(c_2 - t_{m_2})$$

sodass

$$d_2 = \frac{d_1\,(c_1 - t_{u_2})}{c_2 - t_{m_2}} \text{ ist} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (66)$$

Im zweiten Körper wird also das Dampfgewicht D_2 gebildet:

$$D_2 = s_2 + d_2 = \frac{(W - D_1)\,(t_{m_1} - t_{m_2})}{c_2 - t_{m_2}} + \frac{D_1\,(c_1 - t_{u_2})}{c_2 - t_{m_2}} \quad (67)$$

Aus dem zweiten Körper geht in den dritten Körper der Saft

$$W - D_1 - D_2 = W - d_1 - s_2 - d_2$$

Dieser Saft hat die Temperatur t_{m_2} und fällt im dritten Körper auf die Temperatur t_{m_3}, die Wärmedifferenz verwandelt sich in Dampf, dessen Gewicht ist $= s_3$

$$s_3 = \frac{(W - d_1 - s_2 - d_2)\,(t_{m_2} - t_{m_3})}{c_3 - t_{m_3}} \quad . \quad . \quad . \quad (68)$$

Der aus dem zweiten Körper kommende, aus Selbstverdampfung in diesem entstandene Dampf s_2, der die Wärmemenge c_2 hat, verdampft im dritten Körper das Dampfgewicht σ_3 und dieses ist:

$$\sigma_3 = \frac{s_2\,(c_2 - t_{u_3})}{c_3 - t_{m_3}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (69)$$

Endlich kommt in den dritten Körper der Dampf d_2, welcher seinerseits in diesem den Dampf d_3 bildet, und es ist:

$$d_3 = \frac{d_2\,(c_2 - t_{u_3})}{c_3 - t_{m_3}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (70)$$

Im Ganzen wird also im dritten Körper das Dampfgewicht D_3 erzeugt:

$$D_3 = s_3 + \sigma_3 + d_3 = \frac{(W - d_1 - s_2 - d_2)(t_{m_2} - t_{m_3}) + (s_2 + d_2)(c_2 - t_{u_3})}{c_3 - t_{m_3}} \quad (71)$$

Im vierten Körper bildet sich durch Selbstverdampfung der Dampf s_4

$$s_4 = \frac{(W - D_1 - D_2 - D_3)(t_{m_3} - t_{m_4})}{c_4 - t_{m_4}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (72)$$

ferner das durch den Dampf s_3 hervorgerufene Dampfgewicht σ_4

$$\sigma_4 = \frac{s_3 (c_3 - t_{u_4})}{c_4 - t_{m_4}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (73)$$

sodann das durch den Dampf σ_3 erzeugte Dampfgewicht λ_4

$$\lambda_4 = \frac{\sigma_3 (c_3 - t_{u_4})}{c_4 - t_{m_4}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (74)$$

und endlich bringt der Dampf d_3 im vierten Körper das Dampfgewicht d_4 hervor:

$$d_4 = \frac{d_3 (c_3 - t_{u_4})}{c_4 - t_{m_4}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (75)$$

Im vierten Körper entsteht also der Dampf D_4

$$D_4 = s_4 + d_4 + \sigma_4 + \lambda_4 = \frac{(W - (D_1 + D_2 + D_3))(t_{m_3} - t_{m_4}) + (d_3 + s_3 + \sigma_3)(c_3 - t_{u_4})}{c_4 - t_{m_4}} \quad (76)$$

Um nun diese immer noch sehr unbequemen Gleichungen besonders in Hinsicht auf die vielen verschiedenen Temperaturen zu vereinfachen, müssen wir hier eine Abschweifung machen.

Es ist bekannt, dass die Temperatur des siedenden Saftes nicht im ganzen Körper die gleiche ist; an ihrer Oberfläche hat die siedende Flüssigkeit die Temperatur des entweichenden Dampfes und diese ist t_1 t_2 t_3 t_4, aber an ihrer tiefsten Stelle müssen die Dampfblasen die Saftschicht durchdringen, sie müssen einen Druck, welcher der Saftsäule entspricht, überwinden; die Dämpfe müssen also, um dieses thun zu können, an der tiefsten Stelle einen grösseren Druck haben als oben und mit diesem Druck hängt eine höhere Temperatur der Dämpfe zusammen.

Ist s_f das specifische Gewicht der siedenden Flüssigkeit, h_f ihre Höhe in Metern, B die Wasserbarometersäule = 10,333 m, so ist der hydrostatische Druck p an der tiefsten Stelle der Flüssigkeit in Atm

$$p = \frac{s_f \cdot h_f}{B} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (77)$$

oder in Millimetern Quecksilbersäule:

$$b = \frac{s_f \cdot h_f \cdot 760}{B} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (78)$$

Mit Hülfe dieser Gleichung ist in der Spalte 3 der Tabelle 16 der Druck ausgerechnet worden, den Flüssigkeitssäulen von 0,2—2,0 m Höhe bei specifischen Gewichten von $s_f = 1{,}0—1{,}4$ ausüben. Indem man diesen Druck zu dem über der Flüssigkeit herrschenden zählt, erhält man den Gesammt-Dampfdruck an der betreffenden Stelle und hieraus nach den Tabellen von Fliegner, Zeuner etc. (siehe Tabelle 9) sofort auch die Dampf- resp. Flüssigkeits-Temperaturen daselbst. Die Differenz $t_{u_1} - t_1$ ist die Zahl der Temperaturgrade, um welche an der betreffenden tiefen Stelle der Saft wärmer als an der Oberfläche sein muss, um Dämpfe zu entwickeln.

(Diagramm) Temperaturen des Wasserdampfes bei absoluten Spannungen von 0 bis 152 cm Quecksilbersäule.

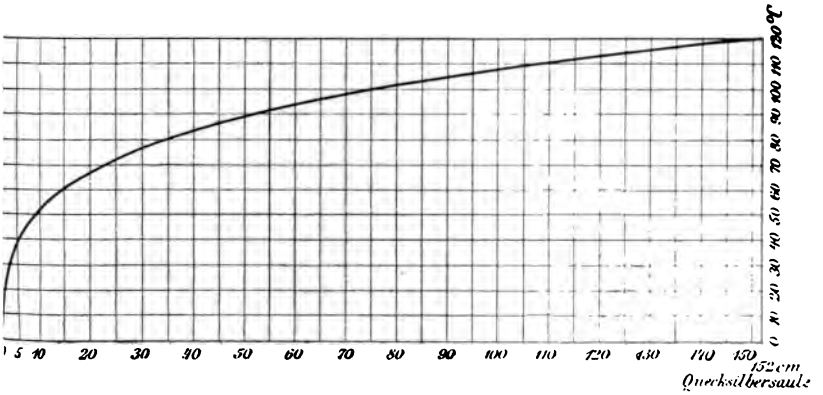


Fig. 10.

Das als Fig. 10 gezeichnete Diagramm giebt in den Abscissen die Wasserdampf-Spannungen von 0—2 Atm in cm, in den Ordinaten die Wasserdampf-Temperaturen bei diesen Spannungen nach Zeuner. Mit Hülfe dieses Diagramms sind die Temperaturen in der Tabelle 16 bestimmt worden, indem zu dem absoluten Druck über der Flüssigkeit der in der Spalte 3 angegebene hydrostatische Druck gezählt und dann in dem Diagramm die zu dieser Summe gehörige Temperatur gesucht wurde.

Tabelle 16.

Erhöhung der Dampfspannung und der Siedetemperatur in den von $h_f = 0{,}2 - 2{,}0$ m, specif. Gewichten $s_f = 1{,}0$ bis 1,40 und Dampf- (Verlust an

Verdampfungstemperatur oben			116,4°	111,7°	106,3°	100°
Absoluter Druck		oben mm	1330	1140	950	760
Vakuum		» »	—	—	—	—
Höhe der Flüssigkeit h_f Meter	Specifisches Gew. d. Flüssigkeit s_f	Hydrostatischer Druck der Flüssigkeit mm Quecks. q	Temperatur in Graden unten höher			
0,20	1,0	15,49	0,0	0,5	0,5	0,5
	1,1	17,03	0,0	0,5	0,5	0,5
	1,2	18,58	0,0	0,5	0,5	0,5
	1,3	20,13	0,5	0,5	0,5	1
	1,4	21,68	0,5	0,5	0,5	1
0,50	1,0	38,73	0,5	0,5	1	1,5
	1,1	42,60	0,5	1	1	1,5
	1,2	46,76	0,5	1	1	2
	1,3	50,34	0,5	1	1,5	2
	1,4	54,22	0,5	1	1,5	2
0,75	1	58,10	0,5	1,5	1,5	2
	1,1	63,90	1,0	1,5	1,5	2,5
	1,2	69,72	1,0	1,5	1,5	3
	1,3	75,53	1,0	1,5	2	3
	1,4	81,34	1,5	2	2	3,5
1,0	1	77,47	1,5	2	2	3,5
	1,1	85,21	1,5	2,0	2,5	3,5
	1,2	92,96	1,5	2,5	2,5	3,5
	1,3	100,71	2,0	2,5	2,5	3,5
	1,4	108,45	2,0	2,5	3	4
1,5	1	111,20	2,0	2,5	3	4,5
	1,1	122,30	2,5	3	3,5	5
	1,2	133,44	2,5	3,0	3,5	5
	1,3	144,56	3	3,5	3,5	5
	1,4	151,68	3	3,5	3,5	5
2,0	1	154,91	3,5	3,5	3,5	5
	1,1	170,40	3,5	4,5	4,5	6
	1,2	185,89	3,5	4,5	5	6
	1,3	201,38	4	4,5	5	7
	1,4	216,87	4,5	5	5,5	7,5

Tabelle 16.

untersten Schichten verdampfender Flüssigkeiten bei Standhöhen spannungen über denselben von 1330 bis 31,5 mm Quecksilbersäule Temperaturgefälle).

95	90	80	70	60	50	40	30	°C.
633	525	354	233	148,7	92	54,9	31,5	Abs. Druck
126	234	405	526	611	668	705	728	Vakuum
Celsius, um welche die Siedetemperatur des Saftes ist als oben								
0,5	0,5	1	1	2,5	2,5	5	6,5	
0,5	0,5	1,5	1,5	2,5	3	5	7	
1	1	1,5	1,5	2,5	3	5	8	
1	1	1,5	1,5	2,5	3,5	5,5	8,5	
1	1	2	2,5	3	4	5,5	9	
2	1,5	2,5	3,5	4,5	6,5	10	15	
2	2,5	2,5	4	5	7	10	15,5	
2,5	2,5	3	4,5	5,5	9	11	16	
2,5	2,5	3	5	6	9,5	12	17	
2,5	3	3,5	5	6,5	10	13	18	
2,5	3	4	5	7	10,5	14	19	
3	3,5	4,5	5,5	7,5	11	15	20	
3	3,5	5	6	8	12	16	21	
3	4	5	6,5	9,5	12,5	17	22	
3,5	4,5	5	7	10	13	18	24	
3,5	4,5	5	7	9,5	13	18,0	22	
4	4,5	5	7,5	10,5	13,5	19,5	24,5	
4	5	5,5	7,5	11	15	20	26	
4,5	5	6	8	12	15,5	21	27,5	
4,5	5	6,5	9	12,5	16,5	22	29	
5	5,5	6,5	9,5	12,5	17	22,5	29,5	
5	6	7	10	13,5	18	23	31	
5	6,5	7,5	11	14,5	19,5	25	32	
6,5	7	8,5	12	15	20,5	26	34	
6	7	9	12,5	16	21	27,5	35	
5,5	7,5	9	12,5	16	21	27,5	35,5	
6,5	7,5	10	13	17,5	23	29,5	36,5	
7	8	10	14	18,5	24,5	30	38,5	
8	9	11	15	20	25,5	32	39	
8,5	9,5	12	15,5	21	26,5	33,5	41	

Beispiel. Bei einem Vakuum von 668 mm Höhe ist der absolute Druck 92 mm Quecksilber, die Wasserdampf-Temperatur 50°. Eine Flüssigkeit von $h_f = 1$ m Höhe und einem specifischen Gewicht $s_f = 2$ übt einen hydrostatischen Druck $b = \frac{2 \cdot 1 \cdot 760}{10{,}333} = 147{,}1$ mm aus (nach Gleichung 78). Der Gesammtdruck unten in der Flüssigkeit ist also: $= 92 + 147{,}1 = 239{,}1$ mm. Bei diesem Druck zeigt das Diagramm Fig. 9 = 70°; oben hatte die Flüssigkeit 50°, die Temperatur-Differenz zwischen oben und unten ist also: $t_{u_1} - t_1 = 70^0 - 50^0 = 20^0$.

Man erkennt aus der Tabelle 16, dass bei Flüssigkeiten, die unter einem Druck von 1 Atm oder mehr stehen, der Unterschied zwischen ihren oberen und unteren Siede-Temperatur nicht sehr gross ist, ja dass dieser Unterschied in diesem Falle selbst dann noch in mässigen Grenzen bleibt, wenn das specifische Gewicht und die Höhe der siedenden Flüssigkeitssäule recht gross ist. Herrscht aber ein Vakuum über der kochenden Flüssigkeit, so nimmt der Unterschied zwischen der oberen und unteren Siedetemperatur erheblich zu und wird bei schweren Laugen und hohen Vakuen recht störend.

Es giebt, wie wir sogleich sehen werden, einen Grund, welcher die der Wärmeübertragung schädlichen Wirkungen hoher Saftsäulen weniger fühlbar macht, allein trotzdem bleibt der Satz bestehen, dass es im Interesse einer grossen Verdampfungsleitung liegt, die Höhe der kochenden Saftschicht so weit zu vermindern, als irgend angeht, um so wenig als möglich an Temperaturgefälle zu verlieren.

Der Grund, aus dem die unteren Schichten stark siedender Flüssigkeiten, die unter dem ganzen Druck der Flüssigkeitssäule stehen, doch nicht die ihrem hydrostatischen Druck entsprechende Temperaturerhöhung erfahren, ist der folgende:

Denkt man sich eine in einer Flüssigkeit aufsteigende Dampfblase durch eine horizontale Ebene in ihrem grössesten Querschnitt getheilt, so wird auf die untere Hälfte ein stärkerer Druck von unten als auf die obere von oben ausgeübt. Hätte die Dampfblase die Form eines Cylinders mit vertikaler Achse und horizontalen Endflächen, so wäre die Differenz der Drucke gleich dem Druck einer Flüssigkeitssäule von der Höhe des Cylinders. Hat die Dampfblase die Form einer Kugel, so ist die Differenz der Drucke gleich der Höhe einer Flüssigkeitsschicht von dem halben Kugel-Durchmesser.

(Der Auftrieb selbst ist gleich dem Gewicht einer Flüssigkeitsmenge vom Volumen der Dampfblase.)

In grösseren Gefässen, in denen sich zerstreut viel Dampfblasen emporbewegen, wird durch diese der hydrostatische Druck für die unteren Schichten gar nicht verändert, auch in Rohrheizkörpern überträgt ein kleiner Saftfaden an der Wand des Rohres, der die über und unter der Dampfblase stehende Flüssigkeit verbindet, den gesammten hydrostatischen Druck nach unten. Je grösser und höher die Dampfblase, um so grösser ist der Unterschied des von unten und oben auf dieselbe wirkenden Druckes, und dieser Ueberdruck treibt die Blase und Theile der über ihr befindlichen Flüssigkeit schnell nach oben.

Die so entwickelte lebendige Kraft der Flüssigkeit verursacht, dass sich oft grosse Mengen derselben über ihr Niveau erheben, dann wieder zurückfallen und an weniger beheizten Stellen des Apparates nach unten zurücksinken. Es bildet sich so ein Kreislauf. An und über den Heizflächen steigt die siedende Flüssigkeit schnell empor, giebt ihre Dämpfe und ihre überschüssige Wärme ab und kehrt abgekühlt nach unten zurück.

Die unten ankommende Flüssigkeit ist also zuerst thatsächlich kühler als sie sein müsste, um unten Dämpfe zu bilden, denn sie hat nur die Temperatur der Oberfläche. Die Temperatur-Differenz (das Temperaturgefälle) zwischen ihr und dem Heizdampf ist also zuerst unten grösser, als es auf Grund ihres hydrostatischen Druckes sein müsste.

Man darf daher nicht annehmen, dass die in der Tabelle 16 aufgeführten Unterschiede der Temperaturen der oberen und unteren Schichten siedender Flüssigkeiten der Wahrheit ganz entsprechen. Diese Differenzen sind in Wirklichkeit stets kleiner und gelten nur für ruhende Säfte, die hier nicht in Betracht kommen.

Da man sich meistens bestrebt, die Saftsäule klein zu halten, und da die Säfte in den ersten Körpern der Apparate auch selten ein hohes specifisches Gewicht haben, so darf man für die meisten Fälle bei der Berechnung der in jedem Körper entwickelten Dampfmenge diese oben und unten herrschenden Temperatur-Unterschiede vernachlässigen, ohne erhebliche Fehler zu begehen. Der durch diese Vernachlässigung gemachte Fehler ist in den ersten Körpern selten mehr als 0,25 %, im letzten Körper etwa 1 % des

durch Selbstverdampfung erzeugten Dampfes, kann also wirklich vernachlässigt werden.

Bei der Feststellung der Leistung der Heizfläche pro Quadratmeter und Temperatur-Differenz darf natürlich diese Verschiedenheit der Siede-Temperaturen oben und unten nicht ausser Acht gelassen werden.

Kehren wir nun wieder zu unseren Gleichungen zurück.

Unter Berücksichtigung des eben Gesagten kann man also die oben angeführten Gleichungen, um eine Anzahl a priori unbekannter Temperaturen auszuscheiden, mit nicht sehr erheblicher Ungenauigkeit, indem man die Unterschiede in den Saft-Temperaturen vernachlässigt, schreiben wie folgt:

Heizdampfverbrauch im I. Körper:

$$D_0 = \frac{W(t_1 - t_f) + d_1 (c_1 - t_1)}{c_0 - t_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (79)$$

Dampf aus dem ersten Körper:

$$D_1 = d_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (80)$$

Dampf aus dem II. Körper:

$$D_2 = \frac{(W - d_1)(t_1 - t_2) + d_1 (c_1 - t_2)}{c_2 - t_2} \quad . \quad . \quad (81)$$

$$s_2 = \frac{(W - d_1)(t_1 - t_2)}{c_2 - t_2} \qquad d_2 = \frac{d_1 (c_1 - t_2)}{c_2 - t_2} \quad . \quad . \quad (82)$$

Dampf aus dem III. Körper:

$$D_3 = \frac{(W - d_1 - s_2 - d_2)(t_2 - t_3) + (s_2 - d_2)(c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} \quad (83)$$

$$s_3 = \frac{(W - d_1 - s_2 - d_2)(t_2 - t_3)}{c_3 - t_3} \qquad d_2 = \frac{d_1 (c_1 - t_2)}{c_2 - t_2} \quad . \quad . \quad (84)$$

$$\sigma_3 = \frac{s_2 (c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} \qquad d_3 = \frac{d_2 (c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} \quad . \quad . \quad . \quad (85)$$

Dampf aus dem IV. Körper:

$$D_4 = \frac{(W - D_1 - D_2 - D_3)(t_3 - t_4) + (d_3 + s_3 + \sigma_3)(c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} \quad (86)$$

$$s_4 = \frac{(W - D_1 - D_2 - D_3)(t_3 - t_4)}{c_4 - t_4} \qquad d_2 = \frac{d_1 (c_1 - t_2)}{c_2 - t_2} \quad . \quad (87)$$

$$\sigma_4 = \frac{s_3 (t_3 - t_4)}{c_4 - t_4} \qquad d_3 = \frac{d_3 (c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} \quad . \quad . \quad . \quad (88)$$

$$\lambda_4 = \frac{\sigma_3 (c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} \qquad d_4 = \frac{d_3 (c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} \quad . \quad . \quad . \quad \textbf{(89)}$$

Dampf aus dem V. Körper:

$$D_5 = \frac{(W - D_1 - D_2 - D_3 - D_4)(t_4 - t_5) + (s_4 + \sigma_4 + \lambda_4 + d_4)(c_4 - t_5)}{c_5 - t_5} \quad \textbf{(90)}$$

$$s_5 = \frac{(W - U)(c_4 - t_5)}{c_5 - t_5} \qquad d_2 = \frac{d_1 (c_1 - t_2)}{c_2 - t_2} \quad . \quad . \quad . \quad \textbf{(91)}$$

$$\sigma_5 = \frac{s_4 (c_4 - t_5)}{c_5 - t_5} \qquad d_3 = \frac{d_2 (c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} \quad . \quad . \quad . \quad \textbf{(92)}$$

$$\lambda_5 = \frac{\sigma_4 (c_4 - t_5)}{c_5 - t_5} \qquad d_4 = \frac{d_3 (c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} \quad . \quad . \quad . \quad \textbf{(93)}$$

$$\vartheta_5 = \frac{\lambda_4 (c_4 - t_5)}{c_5 - t_5} \qquad d_5 = \frac{d_4 (c_4 - t_5)}{c_5 - t_5} \quad . \quad . \quad . \quad \textbf{(94)}$$

Will man nun mit Hülfe dieser Gleichungen zur Bestimmung des im speciellen Fall in jedem Körper entwickelten Dampfes schreiten, so sind für diese Rechnung nur bekannt:

1. die eingeführte Saftmenge W und deren Temperatur $d \cdot i = t_f$,
2. die abgeführte Dicksaftmenge U und deren Temperatur t_n ($d \cdot i = t_2$ resp t_3 resp t_4 resp t_5),
3. Temperatur und Wärme des Heizdampfes, t_0 und c_0,
4. Temperatur und Wärme im letzten Körper, t_n und c_n.

Alle übrigen Grössen, besonders auch die in den einzelnen Apparaten herrschenden Temperaturen und Spannungen sind unbekannt, denn diese Grössen hängen im höchsten Maasse von dem Verhältniss der Heizfläche der einzelnen Körper zu einander ab, und dieses Verhältniss ist fast bei jedem Apparat ein anderes. Es muss uns nun aber sehr daran liegen, neben anderen Dingen auch das günstigste Verhältniss der Heizflächen kennen zu lernen, sowohl um die Fälle des kleinsten Dampfverbrauches (D_0) zu ergründen, als auch um jedem Körper die seiner Verdampfungsleistung entsprechende Grösse geben zu können; da indessen alle diese Feststellungen wegen der mangelnden Kenntniss der Temperaturen nicht ohne Weiteres rechnerisch für jeden einzelnen Fall möglich sind, so bleibt nichts anderes übrig, als für viele Fälle und möglichst auch für die Grenzfälle die Temperaturen in den einzelnen Körpern anzunehmen und die daraus entspringende Leistung jedes Körpers zu berechnen. Haben wir dann diese vielen Fälle tabellarisch geordnet,

so wird es leicht sein, das in jedem Fall Beste zu wählen; es wird sich übrigens nach geschehener Ausrechnung zeigen, dass die im ersten Körper zu bewirkende Verdampfung und also auch der wirkliche Heiz-Dampf-Verbrauch der Mehrkörper-Apparate nicht in erheblichem Maasse von dem Temperatur-Gefälle abhängt.

In der Tabelle 17 findet man für Duble-, Triple- und Quadruple-Effets, in deren einzelnen Gefässen die verschiedensten Temperatur-Gefälle angenommen sind, die dann in den einzelnen Körpern stattfindende Verdampfungsleistung, und zwar, wenn 100 Liter Saft einmal bis auf den zehnten Theil (0,1), ein zweites Mal bis auf den vierten Theil (0,25) eingedampft werden. Die zwischen diesen Grenzen liegenden Eindampfungs-Verhältnisse sind nicht ausgerechnet, weil sich gezeigt hat, dass dieselben einen sehr wesentlichen Einfluss auf die Einzel-Leistungen nicht ausüben; es liegt dies daran, dass, je grösser der nicht zur Eindampfung bestimmte Theil des ursprünglichen Saftes ist, desto grösser zwar auch die von Körper zu Körper weiter geführte Saftmenge, und damit dessen Selbstverdampfung im nächsten Körper ist, dass aber die Selbstverdampfung (die ja die Ursache der Mehrleistung der späteren Körper gegenüber den früheren ist) doch immer nur einen sehr kleinen Theil der ganzen Leistung ausmacht.

Die Berechnungsweise der Tabelle 17 soll sogleich an einem Beispiel gezeigt werden:

Es ist in der Tabelle 17 immer angenommen worden, dass der Saft mit der Temperatur des ersten Körpers t_1 eintritt. Die in der Praxis oft vorkommende niedrigere Saft-Eintrittstemperatur muss natürlich beim Bau der Apparate durch Vergrösserung der Heizfläche des ersten Körpers berücksichtigt werden, aber hierauf kommen wir später zurück.

In der Tabelle 17 sind zunächst in den ersten Spalten in je einer Zeile die Temperaturen t_1 t_2 t_3 t_4 eingetragen, die in jedem Körper als herrschend angenommen werden, und zwar ist dies für viele, möglichst auch die Grenzfälle, geschehen, und auch solche Apparate sind in Betracht gezogen worden, die ohne Luftpumpe nur mit Ueberdruck arbeiten sollen, z. B. Zeile 3:

I. Körper 130° II. Körper 115° III. Körper 100°.

Sodann sind zu jeder Temperatur die Gesammt-Kalorien c_0 c_1 c_2 c_3 c_4 gesetzt, welche 1 kg Dampf bei dieser Temperatur enthält:

Beispiel. Es sind 100 Liter Saft einzudicken auf 10 Liter in einem Quadruple-Effet, in dessen Körpern die Temperaturen 100°—95°—85°—50° herrschen. Wieviel Wasser verdampft jeder einzelne Körper?

Aus den oben angeführten Gründen kann man die Aufgabe nur durch ein Nährungsverfahren lösen.

Wenn 90 Liter zu verdampfen sind, so würde, wenn keine Selbstverdampfung etc. stattfände, jeder Körper $^{90}/_4$ d. h. $22^1/_2$ Liter leisten müssen, wir wissen aber, dass thatsächlich in den späteren Körpern die Dampfgewichte $s_2 \cdots s_3 + \sigma_3 \cdots s_4 + \sigma_4 + \lambda_4 \cdots$ durch Selbstverdampfung erzeugt werden, wenn wir auch diese Gewichte noch nicht kennen. Daher nehmen wir vorläufig an, dass die Vertheilung der Verdampfung so stattfinde:

Im	I.	II.	III.	IV. Körper	
werden verdampft:	20	22	23	25	Liter
so wird Saft eingeführt:	100	80	58	35	„
Die Selbstverdampfung ist dann	0	$s_2 = 0{,}75$	$s_3 = 1{,}06$	$s_4 = 2{,}14$	„
			$\sigma_3 = 0{,}745$	$\sigma_4 = 1{,}08$	„
				$\lambda_4 = 0{,}756$	„

Diese einzelnen Gewichte der Selbstverdampfungsleistung sind nach den Gleichungen (79—89) unter Zugrundelegung der angenommenen Verdampfungsleistung jedes Körpers gefunden wie folgt:

Die Selbstverdampfung in den Körpern II., III., und IV. ist:

$$s_2 = \frac{(W - d_1)(t_1 - t_2)}{c_2 - t_2} = \frac{80\,(100 - 95)}{635{,}5 - 95} = 0{,}74$$

$$s_3 = \frac{(W - D_1 - D_2)(t_2 - t_3)}{c_3 - t_3} = \frac{58\,(95 - 85)}{632 - 85} = 1{,}06$$

$$s_4 = \frac{(W - D_1 - D_2 - D_3)(t_3 - t_4)}{c_4 - t_4} = \frac{35\,(85 - 50)}{691{,}7 - 50} = 2{,}14$$

Die Leistung, welche im dritten Körper durch den Dampf s_2 bewirkt wird, ist:

$$\sigma_3 = \frac{s_2\,(c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} = \frac{0{,}74\,(635{,}5 - 85)}{632 - 85} = 0{,}745 \text{ Kilo}$$

Im vierten Körper verdampft s_3 das Gewicht:

$$\sigma_4 = \frac{s_3\,(c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} = \frac{1{,}06\,(632 - 50)}{621{,}7 - 50} = 1{,}08 \text{ Kilo}$$

Endlich bewirkt σ_3 im vierten Körper noch die Verdampfung λ_4:

$$\lambda_4 = \frac{\sigma_3\,(c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} = \frac{0{,}745\,(632 - 50)}{621{,}7 - 50} = 0{,}756 \text{ Kilo}$$

Nach unserer vorläufigen Rechnung ergiebt sich also folgende Aufstellung:

Der	I.	II.	III.	IV. Körper
verdampft	20,87	21,62	22,67	24,85 Liter
Es wird Saft eingeführt	100	79,13	57,51	34,85 kg

was von unseren Annahmen nicht sehr abweicht.

Legen wir nun diese gewonnenen Zahlen einer neuen Rechnung zu Grunde, um genauere Resultate zu erhalten, so ergiebt sich wie oben:

$$s_2 = \frac{70{,}13\ (100 - 95)}{635 - 95} = 0{,}7325 \text{ Liter Wasser}$$

$$s_3 = \frac{57{,}51\ (95 - 85)}{632 - 85} = 1{,}051 \quad „ \quad „$$

$$s_4 = \frac{34{,}84\ (85 - 50)}{621{,}7 - 50} = 2{,}133 \quad „ \quad „$$

$$\sigma_3 = \frac{0{,}7325\ (635 - 85)}{632 - 85} = 0{,}736 \quad „ \quad „$$

$$\sigma_4 = \frac{1{,}051\ (632 - 50)}{621{,}7 - 50} = 1{,}07 \quad „ \quad „$$

$$\lambda_4 = \frac{0{,}736\ (632 - 50)}{621{,}7 - 50} = 0{,}749 \quad „ \quad „$$

Nach der endgültigen Rechnung finden wir also folgende Zahlen:

	I.	II.	III.	IV. Körper
Selbstverdampfung . .	0	$s_2 = 0{,}7325$	$s_3 = 1{,}051$	$s_4 = 2{,}133$ Liter
			$\sigma_3 = 0{,}736$	$\sigma_4 = 1{,}07$ „
			Summa $= 1{,}787$	$\lambda_4 = 0{,}749$ „
				Summa $= 3{,}952$ Liter

Die Selbstverdampfung und deren Wirkungen leisten also 0,7325 + 1,787 + 3,952 = 6,4715 Liter Wasserdampf; es bleiben also noch zu verdampfen 90 − 6,4715 = 83,5285 Liter, welches Gewicht sich beinahe aber nicht ganz gleich auf die vier Körper vertheilt, nämlich so, dass der Dampf eines Körpers im folgenden immer etwas mehr als sein Gewicht verdampft. Es ist:

$$\begin{aligned} 83{,}5285 &= d_1 + d_1 \frac{c_1 - t_2}{c_2 - t_2} + d_1 \frac{c_1 - t_2}{c_2 - t_2} \cdot \frac{c_2 - t_3}{c_3 - t_3} + \\ &\quad + d_1 \frac{c_1 - t_2}{c_2 - t_2} \cdot \frac{c_2 - t_3}{c_3 - t_3} \cdot \frac{c_3 - t_4}{c_4 - t_4} \\ &= d_1 \left(1 + \frac{637 - 95}{635{,}5 - 95} + \frac{637 - 95}{635{,}5 - 95} \cdot \frac{635{,}5 - 85}{632 - 85} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{637 - 95}{635{,}5 - 95} \cdot \frac{635{,}5 - 85}{632 - 85} \cdot \frac{632 - 50}{621{,}7 - 50}\right) \\ &= d_1 (1 + 1{,}004 + 1{,}004 \cdot 1{,}006 + 1{,}004 \cdot 1{,}006 \cdot 1{,}02) \\ &= d_1 \cdot 4{,}044 \end{aligned}$$

(Fortsetzung des Beispiels Seite 85.)

Tabelle 17.

Dampfgewichte, die jeder einzelne Körper eines Duble-, Triple-, Quadruple-Effet für 100 Liter Saft entwickelt: d_1, d_2 etc., s_1, s_2 etc., σ_2, σ_3: λ_4 durch Wärmeübertragung und durch Selbstverdampfung, bei Eindickung auf 0,1 und 0,25 des ursprünglichen Gewichts, bei regelmässiger Verdampfung (ohne Extradampf), in Apparaten mit verschiedensten Temperaturgefällen.

Duble-Effet				Eindickung auf 0,1 W				Eindickung auf 0,25 W			
t_1	c_1	t_2	c_2	D_1	s_2	d_2	D_2	D_1	s_2	d_2	D_2
100	637	50	621,7	41,6	4,98	43,42	48,40	33,97	5,7	35,33	41,03
100	637	60	624,8	42,15	4,05	43,8	47,85	34,52	4,58	35,9	40,48
100	637	70	627,8	42,64	3,03	44,33	47,36	35,08	3,44	36,48	39,92
95	635,5	50	621,7	41,9	4,5	43,6	48,1	34,20	5,23	35,57	40,60
95	635,5	60	624,8	42,4	3,49	44,11	47,6	34,82	3,99	36,18	40,17
95	635,5	70	627,8	42,9	2,52	44,58	47,1	35,3	2,86	36,7	39,56
90	634	50	621,7	42,3	3,71	43,99	47,70	34,7	4,23	36	40,23
90	634	60	624,8	42,29	2,49	45,22	47,71	35,17	3,24	36,59	39,83
90	634	70	627,8	43	1,99	45,01	47	36,13	2,28	37,59	39,87
85	632	50	621,7	42,3	3,7	44,0	47,70	34,95	3,7	36,35	40,05
85	632	60	624,8	42,29	2,49	45,22	47,71	35,3	2,82	36,7	39,52
85	632	70	627,8	43,4	1,46	45,14	46,60	35,95	1,65	37,4	39,05
80	631	50	621,7	42,15	2,96	44,89	47,85	35,1	3,36	36,54	39,90
80	631	60	624,8	43	2,00	45	47	35,69	2,18	37,13	39,31
80	631	70	627,8	43,6	1,00	45,4	46,4	36,22	1,11	37,67	38,78
135	647,7	100	637	42,3	3,67	44,03	47,7	34,72	4,16	36,12	40,28
122,5	643,8	100	637	42,9	2,34	44,76	47,1	35,46	2,65	36,89	39,54
108	639,6	70	627,8	42,3	3,84	43,86	47,7	34,65	4,31	36,04	40,34
102,5	637,3	60	624,8	42	4,25	43,76	48	34,40	4,81	35,79	40,60
97,5	636,5	50	621,7	41,8	4,72	43,48	48,2	34,10	5,33	35,57	40,90
115	641,6	50	621,7	40,8	6,77	42,43	49,2	32,56	7,49	33,95	41,44
115	641,6	60	624,8	41,4	5,60	43,00	48,6	33,64	6,37	34,99	41,36
115	641,6	70	627,8	41,9	4,59	43,51	48,1	34,2	5,23	35,57	40,80
		Im Mittel:		42,30	3,486	44,2	47,67	34,38	3,945	35,92	40,15
				$D_1 : D_2 = 1 : 1{,}127$				$D_1 : D_2 = 1 : 1{,}167$			
				max. u. min. $= 1 : 1{,}07$ bis $1{,}206$				$= 1 : 1{,}07$ bis $1 : 1{,}272$			
				$D_1 : d_2 = 1 : 1{,}045$				$D_1 : d_2 = 1 : 1{,}041$			
				max. u. min. $= 1 : 1{,}04$ bis $1{,}07$				$= 1 : 1{,}04$ bis $1 : 1{,}042$			

Triple-Effet						Eindickung auf 0,1 W				
t_1	c_1	t_2	c_2	t_3	c_3	D_1	s_2	d_2	D_2	s_3
140	649	130	646	100	637	27,8	1,39	28	29,39	2,34
130	646	115	641,6	100	637	27,7	2,04	28	30,04	1,17
130	646	115	641,6	50	621,7	26,56	2,07	26,82	28,89	4,78
130	646	115	641,6	60	624,8	26,8	2,07	27	29,07	4,10
130	646	115	641,6	70	627,8	26,8	2,07	27,1	29,17	3,39
125	644	105	638,5	60	624,8	26,56	2,60	26,82	29,42	3,4
125	644	105	638,5	70	627,8	26,56	2,60	26,82	29,42	2,8
120	643	110	640	100	637	28,37	1,32	28,65	29,97	0,78
120	643	95	635,5	50	621,7	26,17	3,38	26,43	29,81	3,3
120	643	95	635,5	60	624,8	26,4	3,38	26,6	29,98	2,6
120	643	95	635,5	70	627,8	26,64	3,38	26,96	30,34	1,86
115	641,6	95	635,5	70	627,8	27,16	2,6	27,43	30,03	1,86
115	641,6	90	634	60	624,8	26,8	3,1	27,06	30,16	1,94
115	641,6	85	632	50	621,7	25,96	4,03	26,22	30,26	2,60
105	638,5	95	635,5	50	621,7	27,54	1,33	27,81	29,13	3,3
105	638,5	95	635,5	60	624,8	27,72	1,33	28,04	29,37	2,6
105	638,5	95	635,5	70	627,8	28	1,33	28,2	29,53	1,86
100	637	90	634	50	621,7	27,78	1,31	28,05	29,36	2,6
100	637	90	634	60	624,8	28,03	1,31	28,31	29,62	1,94
100	637	90	634	70	627,8	28,30	1,31	28,48	29,79	1,30
100	637	80	631	50	621,7	27,03	2,62	27,30	29,92	2,20
100	637	80	631	60	624,8	27,28	2,62	27,55	30,17	1,45
100	637	80	631	70	627,8	27,54	2,62	27,81	30,43	0,75
97	636	84	632	70	627,8	27,94	1,70	28,17	29,87	1,00
95	635,5	80	631	50	621,7	27,43	1,9	27,70	29,60	2,2
95	635,5	80	631	60	624,8	27,74	1,9	27,94	29,84	1,45
93	635	76	630	60	624,8	27,61	2,25	27,88	30,13	1,18
90	634	80	631	50	621,7	27,91	1,30	28,18	29,48	2,2
90	634	70	627,8	50	621,7	27,31	2,58	27,58	30,16	1,45
95	635,5	85	632	50	621,7	27,78	1,31	28,05	29,36	2,60
95	635,5	85	632	60	624,8	28,02	1,31	28,30	29,61	1,85
				Im Mittel:		27,33	2,147	27,59	29,72	2,22

$D_1 : D_2 : D_3 =$ 1 : 1,088 : 1,2048 $D_1 : d_2 : d_3 =$ 1 : 1,01 : 1,041			Eindickung auf 0,25 W				$D_1 : D_2 : D_3 =$ 1 : 1,106 : 1,26 $D_1 : d_2 : d_3 =$ 1 : 1,01 : 1,039			
σ_3	d_3	D_3	D_1	s_2	d_2	D_2	s_3	σ_3	d_3	D_3
1,44	29	32,78	22,62	1,49	22,84	24,33	3	1,51	23,54	28,05
2,12	29,1	32,39	22,62	2,20	22,84	25,04	1,5	2,24	23,54	27,28
2,15	27,62	34,55	21,10	2,23	21,31	23,54	6,15	2,27	21,95	30,35
2,15	27,95	34,20	21,395	2,23	21,6	22,83	5,25	2,27	22,26	29,78
2,15	28,49	34,03	21,74	2,23	21,95	24,18	4,18	2,27	22,63	29,08
2,7	27,62	33,72	21,31	2,9	21,52	24,42	4,18	2,96	22,18	29,34
2,7	27,62	33,12	21,57	2,9	21,78	24,68	3,35	2,96	22,44	28,75
1,37	29,77	31,92	23,34	1,4	23,57	24,97	1,0	1,42	24,27	26,69
3,51	27,22	34,03	20,83	3,6	21,03	24,63	4,2	3,67	21,67	29,54
3,51	27,5	33,61	21,10	3,6	21,31	24,91	3,36	3,67	21,96	28,99
3,51	27,71	33,08	21,41	3,6	21,62	25,22	2,42	3,67	22,28	28,37
2,7	28,25	32,81	21,91	2,85	22,12	24,97	2,42	2,9	22,80	28,12
3,2	27,64	32,78	21,31	3,53	21,52	25,05	2,9	3,6	22,18	27,68
4,19	27	33,79	20,63	4,31	20,83	25,14	3,37	4,39	21,47	29,23
1,38	28,65	33,33	22,27	1,42	22,49	23,91	4,2	1,44	23,17	28,81
1,38	28,88	32,86	22,53	1,42	22,75	24,17	3,36	1,44	23,56	28,30
1,38	29,2	32,44	22,86	1,42	22,08	24,50	2,42	1,44	23,78	27,64
1,36	28,90	32,86	22,41	1,41	22,63	24,04	3,78	1,44	23,34	28,55
1,36	29,25	32,45	22,70	1,41	22,92	24,33	2,9	1,44	23,64	27,97
1,36	29,35	30,01	23,04	1,41	23,27	24,68	1,89	1,44	23,96	27,98
2,72	28,12	33,04	21,77	2,83	21,28	24,81	2,89	2,88	22,65	28,42
2,72	28,38	32,55	22,09	2,83	22,31	25,14	1,89	2,88	23,00	27,77
2,72	28,65	32,12	22,40	2,83	22,62	25,45	0,97	2,88	23,30	27,15
2,1	29	32,13	22,94	1,81	23,16	24,97	1,35	1,84	23,90	27,09
2,25	28,52	32,97	22,31	2,0	22,53	24,53	2,89	2,04	23,23	28,16
2,25	28,79	32,49	22,64	2,0	22,86	24,86	1,89	2,04	23,57	27,5
2,34	28,79	32,26	22,52	2,36	22,74	25,10	1,53	2,4	23,45	27,38
1,35	29,06	32,61	22,73	1,37	22,95	24,32	2,89	1,39	23,67	27,95
2,68	28,41	32,54	22,13	2,77	22,35	25,12	1,90	2,82	23,03	27,75
1,36	28,90	32,86	22,58	1,39	22,81	24,20	3,31	1,41	23,49	28,21
1,36	29,16	32,37	22,89	1,39	23,11	24,50	2,40	1,41	23,80	27,61
2,244	28,46	32,925	22,12	2,295	22,335	24,47	2,89	2,335	22,99	27,89

Quadrupel-Effet								Eindickung auf 0,1 W								
t_1	c_1	t_2	c_2	t_3	c_3	t_4	c_4	D_1	s_2	d_2	D_2	s_3	σ_3	d_3	D_3	s_4
140	649,7	135	647,6	125	644,6	100	637	20,9	0,732	21,0	21,73	1,051	0,735	21,15	22,9	1,63
134	647,3	123	644	112	640,5	100	637	20,15	1,66	20,25	21,91	1,17	1,67	20,35	23,19	0,78
130	646,6	115	641,6	100	637	50	621,7	19	2,20	19	21,2	1,597	2,92	19,1	22,91	3,06
130	646,6	115	641,6	100	637	60	624,8	19,25	2,20	19,44	21,64	1,597	2,92	19,6	23,41	2,49
130	646,6	115	641,6	100	637	70	627,8	19,46	2,20	19,51	21,71	1,597	2,92	19,7	23,51	1,89
135	647,6	125	644,6	115	641,6	50	621,7	19,6	1,47	19,6	20,07	1,051	1,478	19,7	22,22	4,0
135	647,6	125	644,6	115	641,6	60	624,8	19,8	1,47	19,8	21,27	1,051	1,478	19,9	22,42	3,41
135	647,6	125	644,6	115	641,6	70	627,8	20	1,47	20	21,47	1,051	1,478	20,1	22,62	2,84
126,5	645,0	108	639,7	89,5	633,8	70	627,8	19,02	2,78	19,2	21,98	1,95	2,79	19,3	24,04	1,22
124	644	103	638	82	631,2	60	624,8	18,45	3,14	18,63	21,77	2,19	3,17	18,8	24,16	1,36
121,5	644,6	98	636,7	74,5	629,5	50	621,7	18,09	3,50	18,2	21,7	2,40	3,53	18,38	24,31	1,51
115	641,6	100	637	80	631	50	621,7	19,07	2,206	19,15	21,35	2,105	2,23	19,34	23,67	1,83
115	641,6	100	637	80	631	70	627,8	19,42	2,206	19,5	21,7	2,105	2,23	19,6	23,93	0,62
105	638,5	100	637	90	634	50	621,7	20,64	0,732	20,74	21,47	1,051	0,735	20,94	22,72	2,49
105	638,5	100	637	90	634	60	624,8	20,8	0,732	20,8	21,53	1,051	0,735	21	23,72	1,83
105	638,5	100	637	90	634	70	627,8	20,95	0,732	20,95	21,68	1,051	0,735	21,15	22,93	1,24
105	638,5	90	634	80	631	50	621,7	19,67	2,206	19,67	21,87	1,051	2,22	19,77	23,04	1,89
105	638,5	90	634	80	631	60	624,8	19,85	2,206	19,94	22,14	1,051	2,22	20,05	23,32	1,24
105	638,5	90	634	80	631	70	627,8	20	2,206	20,1	22,3	1,051	2,22	20,2	23,47	1,62
105	638,5	95	635,5	85	632	70	627,8	20,48	1,47	20,58	22,05	1,051	1,47	20,68	22,15	0,94
100	637	95	635,5	85	632	50	621,7	20,65	0,732	20,73	21,46	1,051	0,736	20,85	22,64	2,13
100	637	95	635,5	90	634	60	624,8	21,06	0,732	21,06	21,79	0,525	0,736	21,17	22,43	1,83
100	637	95	635,5	85	632	70	627,8	21,06	0,732	21,03	21,76	1,051	0,736	21,13	22,91	0,94
100	637	90	634	80	631	50	621,7	20,2	1,47	20,30	21,77	1,051	1,47	20,40	22,92	1,83
100	637	90	634	80	631	70	627,8	20,55	1,47	20,65	22,12	1,051	1,47	20,75	23,27	0,62
100	637	95	635,5	80	631	60	624,8	20,68	0,732	20,78	21,51	1,597	0,736	20,88	23,21	1,24
97,5	636,3	85	632	72,5	629,5	60	624,8	20,12	1,83	20,22	22,05	1,300	1,84	20,36	23,46	0,77
95	635,5	85	632	75	630	50	621,7	20,25	1,47	20,35	21,82	1,051	1,47	20,45	22,97	1,58
95	635,5	85	632	75	630	60	624,8	20,48	1,47	20,58	22,05	1,051	1,47	20,68	23,20	0,49
95	635,5	90	634	85	631	50	621,7	20,93	0,732	20,93	21,66	0,525	0,735	20,03	22,29	0,14
95	635,5	80	635,5	65	626,3	50	621,7	19,35	2,206	19,44	21,64	1,595	2,22	19,52	23,33	0,94
Im Mittel:								20,0	1,326	20,07	21,74	1,29	1,67	20,19	23,14	1,60

$D_1 : D_2 : D_3 : D_4 =$ 1:1,087:1,157:1,258 $D_1 : d_2 : d_3 : d_4 =$ 1:1,0033:1,0095:1,024				Eindickung auf 0,25 W								$D_1 : D_2 : D_3 : D_4$ 1 : 1,16 : 1,215 : 1,375 $D_1 : d_2 : d_3 : d_4$ = 1 : 1,008 : 1,016 : 1,017				
σ_4	λ_4	d_4	D_4	D_1	s_2	d_2	D_2	s_3	σ_3	d_3	D_3	s_1	σ_4	λ_4	d_1	D_4
1,05	0,738	21,2	24,61	16,77	0,89	16,85	17,74	1,28	0,89	16,93	19,1	2,22	1,28	0,89	17,01	21,4
1,17	1,68	20,45	24,08	16,31	1,76	16,39	18,15	1,35	1,77	16,47	19,59	1,09	1,35	1,78	16,15	20,37
1,64	2,28	19,5	27,48	14,77	2,40	14,91	17,31	1,79	2,42	14,99	19,2	4,36	1,84	2,49	15,53	24,22
1,62	2,26	19,9	26,27	15,02	2,40	15,17	17,57	1,79	2,42	15,25	19,46	3,43	1,82	2,46	15,69	23,40
1,61	2,24	19,9	25,64	15,28	2,40	15,43	17,83	1,79	2,42	15,65	19,86	2,57	1,80	2,44	15,80	22,61
1,08	1,52	20,2	26,82	15,50	1,62	15,57	17,19	1,23	1,63	15,65	18,51	5,58	1,26	1,68	16,1	24,62
1,07	1,52	20,5	26,50	15,50	1,62	15,57	17,19	1,23	1,63	15,65	18,51	4,78	1,26	1,68	16,1	23,82
1,07	1,50	20,5	25,91	15,77	1,62	15,85	17,47	1,23	1,63	15,92	18,78	3,90	1,25	1,66	16,22	23,03
1,96	2,81	19,5	25,49	14,87	2,95	15,01	17,96	2,19	2,98	15,08	20,25	1,72	2,21	3,01	15,23	22,17
2,21	3,20	18,98	25,74	14,44	3,35	14,58	17,96	2,37	3,38	14,72	20,47	1,88	2,39	3,41	14,86	22,54
2,24	3,56	18,55	25,86	13,95	3,75	14,08	17,83	2,66	3,78	14,22	20,66	2,10	2,68	3,81	14,36	22,95
2,13	2,26	19,55	25,77	15	2,40	15,02	17,42	2,35	2,42	15,17	19,94	2,57	2,38	2,45	15,35	22,75
2,12	2,25	19,8	24,79	15,4	2,40	15,49	17,89	2,35	2,42	15,64	20,54	0,88	2,37	2,43	15,82	21,50
1,07	0,746	21,15	25,45	16,54	0,757	16,62	17,37	1,23	0,76	16,78	18,77	3,40	1,25	0,77	17,1	22,52
1,065	0,742	21,3	24,93	16,52	0,757	16,52	17,27	1,23	0,76	16,68	18,67	2,60	1,24	0,76	16,87	21,47
1,06	0,74	21,36	24,40	17	0,757	17	17,75	1,23	0,76	17,08	19,07	1,76	1,24	0,76	17,15	20,91
1,06	2,25	20,07	25,21	15,41	2,30	15,42	17,72	1,20	2,31	17,50	19,01	2,57	1,21	2,34	15,76	21,85
1,06	2,24	20,25	24,79	15,86	2,30	15,94	18,24	1,20	2,31	16,02	19,53	1,73	1,21	2,33	16,18	21,45
1,06	2,24	20,40	24,33	16,07	2,30	16,15	18,45	1,20	2,31	16,23	19,74	0,88	1,21	2,33	16,39	20,81
1,06	1,48	20,88	24,38	16,46	1,56	16,43	17,99	1,17	1,568	16,51	19,24	1,68	1,18	1,58	16,77	21,21
1,07	0,749	21,27	25,21	16,66	0,78	16,66	17,44	1,17	0,78	16,74	18,69	3,00	1,19	0,79	17,06	22,04
1,532	0,750	21,47	24,58	17,04	0,78	17,04	17,82	0,60	0,78	17,12	18,50	2,60	0,61	0,79	17,36	21,36
1,06	0,746	21,34	24,08	17,1	0,78	17,1	17,88	1,20	0,78	17,19	19,17	1,32	1,21	0,78	17,26	20,57
1,065	1,49	20,70	25,08	16,25	1,53	16,33	17,86	1,20	1,54	16,41	19,15	2,57	1,21	1,56	16,57	21,91
1,06	1,48	20,95	24,11	16,64	1,53	16,60	18,31	1,20	1,54	16,68	19,42	0,90	1,21	1,55	16,84	20,51
1,610	0,742	21,08	24,67	16,70	0,75	16,70	17,45	1,80	0,75	16,78	19,33	1,83	1,81	0,751	16,94	21,33
1,31	1,85	20,52	24,45	15,91	2,33	15,99	18,32	1,38	2,34	16,07	19,79	1,08	1,39	2,36	16,23	21,06
1,068	1,49	20,75	24,88	16,29	1,55	16,37	17,92	1,17	1,56	16,45	19,18	2,14	1,18	1,58	16,69	21,54
1,06	1,48	20,88	24,38	16,54	1,55	16,62	18,17	1,17	1,56	16,70	19,43	1,30	1,18	1,57	16,86	20,91
0,535	0,749	21,45	24,87	16,90	0,75	16,9	17,65	0,60	0,76	16,98	18,33	3,00	0,61	0,76	17,20	21,57
1,61	2,24	20,71	25,50	15,71	2,29	15,78	18,07	1,74	2,30	15,85	19,89	1,28	1,75	2,32	16,0	21,35
1,303	1,64	20,48	25,07	15,94	1,77	16,06	17,79	1,46	1,75	16,19	19,34	2,35	1,48	1,79	16,204	21,909

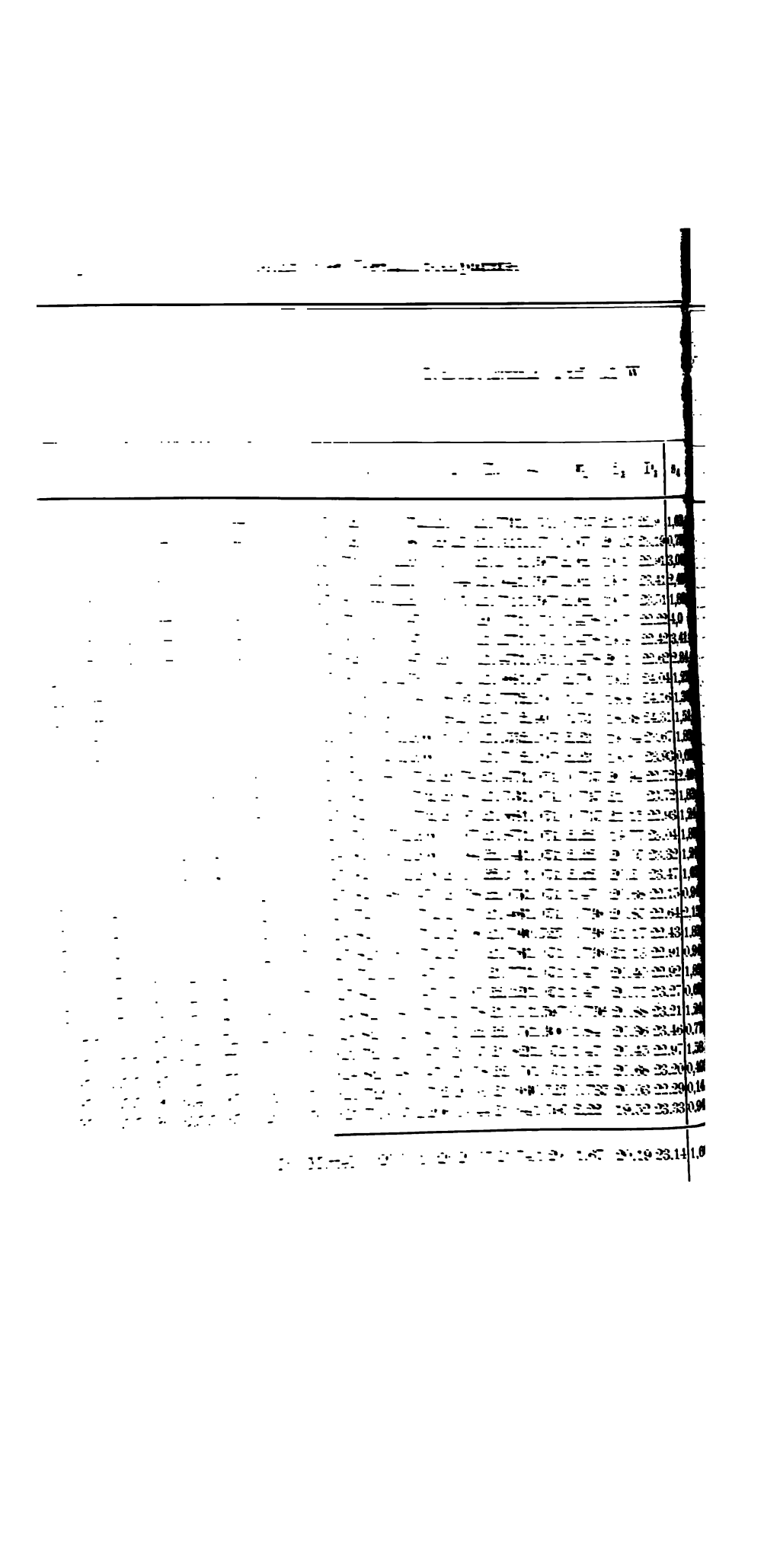
Quadrupel-Effet								Eindickung auf 0,1 W								
t_1	c_1	t_2	c_2	t_3	c_3	t_4	c_4	D_1	s_2	d_2	D_2	s_3	σ_3	d_3	D_3	s_4
140	649,7	135	647,6	125	644,6	100	637	20,9	0,732	21,0	21,73	1,051	0,735	21,15	22,9	1,63
134	647,3	123	644	112	640,5	100	637	20,15	1,66	20,25	21,91	1,17	1,67	20,35	23,19	0,78
130	646,6	115	641,6	100	637	50	621,7	19	2,20	19	21,2	1,597	2,92	19,1	22,91	3,06
130	646,6	115	641,6	100	637	60	624,8	19,25	2,20	19,44	21,64	1,597	2,92	19,6	23,41	2,49
130	646,6	115	641,6	100	637	70	627,8	19,46	2,20	19,51	21,71	1,597	2,92	19,7	23,51	1,89
135	647,6	125	644,6	115	641,6	50	621,7	19,6	1,47	19,6	20,07	1,051	1,478	19,7	22,22	4,0
135	647,6	125	644,6	115	641,6	60	624,8	19,8	1,47	19,8	21,27	1,051	1,478	19,9	22,42	3,41
135	647,6	125	644,6	115	641,6	70	627,8	20	1,47	20	21,47	1,051	1,478	20,1	22,62	2,84
126,5	645,0	108	639,7	89,5	633,8	70	627,8	19,02	2,78	19,2	21,98	1,95	2,79	19,3	24,04	1,22
124	644	103	638	82	631,2	60	624,8	18,45	3,14	18,63	21,77	2,19	3,17	18,8	24,16	1,36
121,5	644,6	98	636,7	74,5	629,5	50	621,7	18,09	3,50	18,2	21,7	2,40	3,53	18,38	24,31	1,51
115	641,6	100	637	80	631	50	621,7	19,07	2,206	19,15	21,35	2,105	2,23	19,34	23,67	1,83
115	641,6	100	637	80	631	70	627,8	19,42	2,206	19,5	21,7	2,105	2,23	19,6	23,93	0,62
105	638,5	100	637	90	634	50	621,7	20,64	0,732	20,74	21,47	1,051	0,735	20,94	22,72	2,49
105	638,5	100	637	90	634	60	624,8	20,8	0,732	20,8	21,53	1,051	0,735	21	23,72	1,89
105	638,5	100	637	90	634	70	627,8	20,95	0,732	20,95	21,68	1,051	0,735	21,15	22,93	1,24
105	638,5	90	634	80	631	50	621,7	19,67	2,206	19,67	21,87	1,051	2,22	19,77	23,04	1,83
105	638,5	90	634	80	631	60	624,8	19,85	2,206	19,94	22,14	1,051	2,22	20,05	23,32	1,24
105	638,5	90	634	80	631	70	627,8	20	2,206	20,1	22,3	1,051	2,22	20,2	23,47	1,62
105	638,5	95	635,5	85	632	70	627,8	20,48	1,47	20,58	22,05	1,051	1,47	20,68	22,15	0,94
100	637	95	635,5	85	632	50	621,7	20,65	0,732	20,73	21,46	1,051	0,736	20,85	22,64	2,13
100	637	95	635,5	90	634	60	624,8	21,06	0,732	21,06	21,79	0,525	0,736	21,17	22,43	1,83
100	637	95	635,5	85	632	70	627,8	21,06	0,732	21,03	21,76	1,051	0,736	21,13	22,91	0,96
100	637	90	634	80	631	50	621,7	20,2	1,47	20,30	21,77	1,051	1,47	20,40	22,92	1,83
100	637	90	634	80	631	70	627,8	20,55	1,47	20,65	22,12	1,051	1,47	20,75	23,27	0,62
100	637	95	635,5	80	631	60	624,8	20,68	0,732	20,78	21,51	1,597	0,736	20,88	23,21	1,24
97,5	636,3	85	632	72,5	629,5	60	624,8	20,12	1,83	20,22	22,05	1,300	1,84	20,36	23,46	0,77
95	635,5	85	632	75	630	50	621,7	20,25	1,47	20,35	21,82	1,051	1,47	20,45	22,97	1,58
95	635,5	85	632	75	630	60	624,8	20,48	1,47	20,58	22,05	1,051	1,47	20,68	23,20	0,49
95	635,5	90	634	85	631	50	621,7	20,93	0,732	20,93	21,66	0,525	0,735	20,03	22,29	0,14
95	635,5	80	635,5	65	626,3	50	621,7	19,35	2,206	19,44	21,64	1,595	2,22	19,52	23,33	0,94
						Im Mittel:		20,0	1,326	20,07	21,74	1,29	1,67	20,19	23,14	1,60

$D_1 : D_2 : D_3 : D_4 =$
$= 1{,}087 : 1{,}157 : 1{,}258$

$D_1 : d_2 : d_3 : d_4 =$
$= 1{,}0033 : 1{,}0095 : 1{,}024$

Eindickung auf 0,25 W

σ_4	λ_4	d_4	D_4	D_1	s_2	d_2	D_2	s_3	σ_3	λ_3	D_3	s	σ	λ	d	D
1,05	0,738	21,2	24,61	16,77	0,89	16,85	17,74	1,25	0,89	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,17	1,68	20,45	24,08	16,31	1,76	16,39	18,15	1,57	1,77	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,64	2,28	19,5	27,48	14,77	2,40	14,91	17,31	1,79	2,42	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,62	2,26	19,9	26,27	15,02	2,40	15,17	17,57	1,79	2,42	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,61	2,24	19,9	25,64	15,28	2,40	15,43	17,83	1,79	2,42	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,08	1,52	20,2	26,82	15,50	1,62	15,57	17,19	1,23	1,63	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,07	1,52	20,5	26,50	15,50	1,62	15,57	17,19	1,23	1,63	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,07	1,50	20,5	25,91	15,77	1,62	15,85	17,47	1,23	1,63	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,96	2,81	19,5	25,49	14,87	2,95	15,01	17,96	2,19	2,98	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
2,21	3,20	18,98	25,74	14,44	3,35	14,58	17,96	2,37	3,38	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
2,24	3,56	18,55	25,86	13,95	3,75	14,08	17,83	2,96	3,78	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
2,13	2,26	19,55	25,77	15	2,40	15,02	17,42	2,35	2,42	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
2,12	2,25	19,8	24,79	15,4	2,40	15,49	17,89	2,35	2,42	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,07	0,746	21,15	25,45	16,54	0,757	16,62	17,37	1,23	0,76	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,065	0,742	21,3	24,93	16,52	0,757	16,52	17,27	1,23	0,76	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,06	0,74	21,36	24,40	17	0,757	17	17,75	1,23	0,76	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,06	2,25	20,07	25,21	15,41	2,30	15,42	17,72	1,20	2,31	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,06	2,24	20,25	24,79	15,86	2,30	15,94	18,24	1,20	2,31	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,06	2,24	20,40	24,33	16,07	2,30	16,15	18,45	1,20	2,31	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,06	1,48	20,88	24,38	16,46	1,56	16,43	17,99	1,17	1,568	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,07	0,749	21,27	25,21	16,66	0,78	16,66	17,44	1,17	0,78	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,532	0,750	21,47	24,58	17,04	0,78	17,04	17,82	0,60	0,78	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,06	0,746	21,34	24,08	17,1	0,78	17,1	17,88	1,20	0,78	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,065	1,49	20,70	25,08	16,25	1,53	16,33	17,86	1,20	1,54	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,06	1,48	20,95	24,11	16,64	1,53	16,60	18,31	1,20	1,54	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,610	0,742	21,08	24,67	16,70	0,75	16,70	17,45	1,80	0,75	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,31	1,85	20,52	24,45	15,91	2,33	15,99	18,32	1,38	2,34	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,068	1,49	20,75	24,88	16,29	1,55	16,37	17,92	1,17	1,56	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,06	1,48	20,88	24,38	16,54	1,55	16,62	18,17	1,17	1,56	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
0,535	0,749	21,45	24,87	16,90	0,75	16,9	17,65	0,60	0,76	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,61	2,24	20,71	25,50	15,71	2,29	15,78	18,07	1,74	2,30	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
1,303	1,64	20,48	25,07	15,94	1,77	16,06	17,79	1,46	1,75	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]



$_2 : D_3 : D_4 =$ $7 : 1{,}157 : 1{,}258$ $_2 : d_3 : d_4 =$ $33 : 1{,}0095 : 1{,}024$	Eindickung auf 0,25 W	$D_1 : D_2 : D_3 : D_4 =$ $1 : 1{,}16 : 1{,}215 : 1{,}375$ $D_1 : d_2 : d_3 : d_4 =$ $1 : 1{,}008 : 1{,}016 : 1{,}017$

λ_4	d_4	D_4	D_1	s_2	d_2	D_2	s_3	σ_3	d_3	D_3	s_4	σ_4	λ_4	d_4	D_4
),738	21,2	24,61	16,77	0,89	16,85	17,74	1,28	0,89	16,93	19,1	2,22	1,28	0,89	17,01	21,4
1,68	20,45	24,08	16,31	1,76	16,39	18,15	1,35	1,77	16,47	19,59	1,09	1,35	1,78	16,15	20,37
2,28	19,5	27,48	14,77	2,40	14,91	17,31	1,79	2,42	14,99	19,2	4,36	1,84	2,49	15,53	24,22
2,26	19,9	26,27	15,02	2,40	15,17	17,57	1,79	2,42	15,25	19,46	3,43	1,82	2,46	15,69	23,40
2,24	19,9	25,64	15,28	2,40	15,43	17,83	1,79	2,42	15,65	19,86	2,57	1,80	2,44	15,80	22,61
1,52	20,2	26,82	15,50	1,62	15,57	17,19	1,23	1,63	15,65	18,51	5,58	1,26	1,68	16,1	24,62
1,52	20,5	26,50	15,50	1,62	15,57	17,19	1,23	1,63	15,65	18,51	4,78	1,26	1,68	16,1	23,82
,50	20,5	25,91	15,77	1,62	15,85	17,47	1,23	1,63	15,92	18,78	3,90	1,25	1,66	16,22	23,03
,81	19,5	25,49	14,87	2,95	15,01	17,96	2,19	2,98	15,08	20,25	1,72	2,21	3,01	15,23	22,17
,20	18,98	25,74	14,44	3,35	14,58	17,96	2,37	3,38	14,72	20,47	1,88	2,39	3,41	14,86	22,54
,56	18,55	25,86	13,95	3,75	14,08	17,83	2,66	3,78	14,22	20,66	2,10	2,68	3,81	14,36	22,95
,26	19,55	25,77	15	2,40	15,02	17,42	2,35	2,42	15,17	19,94	2,57	2,38	2,45	15,35	22,75
,25	19,8	24,79	15,4	2,40	15,49	17,89	2,35	2,42	15,64	20,54	0,88	2,37	2,43	15,82	21,50
,746	21,15	25,45	16,54	0,757	16,62	17,37	1,23	0,76	16,78	18,77	3,40	1,25	0,77	17,1	22,52
,742	21,3	24,93	16,52	0,757	16,52	17,27	1,23	0,76	16,68	18,67	2,60	1,24	0,76	16,87	21,47
,74	21,36	24,40	17	0,757	17	17,75	1,23	0,76	17,08	19,07	1,76	1,24	0,76	17,15	20,91
,25	20,07	25,21	15,41	2,30	15,42	17,72	1,20	2,31	17,50	19,01	2,57	1,21	2,34	15,76	21,85
,24	20,25	24,79	15,86	2,30	15,94	18,24	1,20	2,31	16,02	19,53	1,73	1,21	2,33	16,18	21,45
,24	20,40	24,33	16,07	2,30	16,15	18,45	1,20	2,31	16,23	19,74	0,88	1,21	2,33	16,39	20,81
,48	20,88	24,38	16,46	1,56	16,43	17,99	1,17	1,568	16,51	19,24	1,68	1,18	1,58	16,77	21,21
,749	21,27	25,21	16,66	0,78	16,66	17,44	1,17	0,78	16,74	18,69	3,00	1,19	0,79	17,06	22,04
,750	21,47	24,58	17,04	0,78	17,04	17,82	0,60	0,78	17,12	18,50	2,60	0,61	0,79	17,36	21,36
,746	21,34	24,08	17,1	0,78	17,1	17,88	1,20	0,78	17,19	19,17	1,32	1,21	0,78	17,26	20,57
,49	20,70	25,08	16,25	1,53	16,33	17,86	1,20	1,54	16,41	19,15	2,57	1,21	1,56	16,57	21,91
,48	20,95	24,11	16,64	1,53	16,60	18,31	1,20	1,54	16,68	19,42	0,90	1,21	1,55	16,84	20,51
,742	21,08	24,67	16,70	0,75	16,70	17,45	1,80	0,75	16,78	19,33	1,83	1,81	0,751	16,94	21,33
,85	20,52	24,45	15,91	2,33	15,99	18,32	1,38	2,34	16,07	19,79	1,08	1,39	2,36	16,23	21,06
,49	20,75	24,88	16,29	1,55	16,37	17,92	1,17	1,56	16,45	19,18	2,14	1,18	1,58	16,69	21,54
,48	20,88	24,38	16,54	1,55	16,62	18,17	1,17	1,56	16,70	19,43	1,30	1,18	1,57	16,86	20,91
),749	21,45	24,87	16,90	0,75	16,9	17,65	0,60	0,76	16,98	18,33	3,00	0,61	0,76	17,20	21,57
2,24	20,71	25,50	15,71	2,29	15,78	18,07	1,74	2,30	15,85	19,89	1,28	1,75	2,32	16,0	21,35
1,64	20,48	25,07	15,94	1,77	16,06	17,79	1,46	1,75	16,19	19,34	2,35	1,48	1,79	16,204	21,909

Quadrupel-Effet								Eindickung auf 0,1 W								
t_1	c_1	t_2	c_2	t_3	c_3	t_4	c_4	D_1	s_2	d_2	D_2	s_3	σ_3	d_3	D_3	s_4
140	649,7	135	647,6	125	644,6	100	637	20,9	0,732	21,0	21,73	1,051	0,735	21,15	22,9	1,63
134	647,3	123	644	112	640,5	100	637	20,15	1,66	20,25	21,91	1,17	1,67	20,35	23,19	0,78
130	646,6	115	641,6	100	637	50	621,7	19	2,20	19	21,2	1,597	2,92	19,1	22,91	3,06
130	646,6	115	641,6	100	637	60	624,8	19,25	2,20	19,44	21,64	1,597	2,92	19,6	23,41	2,49
130	646,6	115	641,6	100	637	70	627,8	19,46	2,20	19,51	21,71	1,597	2,92	19,7	23,51	1,89
135	647,6	125	644,6	115	641,6	50	621,7	19,6	1,47	19,6	20,07	1,051	1,478	19,7	22,22	4,0
135	647,6	125	644,6	115	641,6	60	624,8	19,8	1,47	19,8	21,27	1,051	1,478	19,9	22,42	3,41
135	647,6	125	644,6	115	641,6	70	627,8	20	1,47	20	21,47	1,051	1,478	20,1	22,62	2,84
126,5	645,0	108	639,7	89,5	633,8	70	627,8	19,02	2,78	19,2	21,98	1,95	2,79	19,3	24,04	1,22
124	644	103	638	82	631,2	60	624,8	18,45	3,14	18,63	21,77	2,19	3,17	18,8	24,16	1,36
121,5	644,6	98	636,7	74,5	629,5	50	621,7	18,09	3,50	18,2	21,7	2,40	3,53	18,38	24,31	1,51
115	641,6	100	637	80	631	50	621,7	19,07	2,206	19,15	21,35	2,105	2,23	19,34	23,67	1,83
115	641,6	100	637	80	631	70	627,8	19,42	2,206	19,5	21,7	2,105	2,23	19,6	23,93	0,62
105	638,5	100	637	90	634	50	621,7	20,64	0,732	20,74	21,47	1,051	0,735	20,94	22,72	2,49
105	638,5	100	637	90	634	60	624,8	20,8	0,732	20,8	21,53	1,051	0,735	21	23,72	1,83
105	638,5	100	637	90	634	70	627,8	20,95	0,732	20,95	21,68	1,051	0,735	21,15	22,93	1,24
105	638,5	90	634	80	631	50	621,7	19,67	2,206	19,67	21,87	1,051	2,22	19,77	23,04	1,83
105	638,5	90	634	80	631	60	624,8	19,85	2,206	19,94	22,14	1,051	2,22	20,05	23,32	1,24
105	638,5	90	634	80	631	70	627,8	20	2,206	20,1	22,3	1,051	2,22	20,2	23,47	1,63
105	638,5	95	635,5	85	632	70	627,8	20,48	1,47	20,58	22,05	1,051	1,47	20,68	22,15	0,94
100	637	95	635,5	85	632	50	621,7	20,65	0,732	20,73	21,46	1,051	0,736	20,85	22,64	2,13
100	637	95	635,5	90	634	60	624,8	21,06	0,732	21,06	21,79	0,525	0,736	21,17	22,43	1,83
100	637	95	635,5	85	632	70	627,8	21,06	0,732	21,03	21,76	1,051	0,736	21,13	22,91	0,94
100	637	90	634	80	631	50	621,7	20,2	1,47	20,30	21,77	1,051	1,47	20,40	22,92	1,83
100	637	90	634	80	631	70	627,8	20,55	1,47	20,65	22,12	1,051	1,47	20,75	23,27	0,63
100	637	95	635,5	80	631	60	624,8	20,68	0,732	20,78	21,51	1,597	0,736	20,88	23,21	1,24
97,5	636,3	85	632	72,5	629,5	60	624,8	20,12	1,83	20,22	22,05	1,300	1,84	20,36	23,46	0,77
95	635,5	85	632	75	630	50	621,7	20,25	1,47	20,35	21,82	1,051	1,47	20,45	22,97	1,58
95	635,5	85	632	75	630	60	624,8	20,48	1,47	20,58	22,05	1,051	1,47	20,68	23,20	0,49
95	635,5	90	634	85	631	50	621,7	20,93	0,732	20,93	21,66	0,525	0,735	20,03	22,29	0,14
95	635,5	80	635,5	65	626,3	50	621,7	19,35	2,206	19,44	21,64	1,595	2,22	19,52	23,33	0,94
					Im Mittel:			20,0	1,326	20,07	21,74	1,29	1,67	20,19	23,14	1,63

$D_1 : D_2 : D_3 : D_4 = 0{,}87 : 1{,}157 : 1{,}256$

$d_2 : d_3 : d_4 = 1{,}03 : 1{,}06 : 1{,}024$

Eindickung auf 0,25 W

$D : D_2 : D_3 : D_4 = 1 : 1{,}16 : 1{,}215 : 1{,}075$

$D : d_2 : d_3 : d_4 = 1 : 1{,}08 : 1{,}016 : 1{,}017$

s_1	σ_1	d_1	D_1	s_2	σ_2	d_2	D_2	s_3	σ_3	d_3	D_3	s_4	σ_4	d_4	D_4
5	0,736	21,2	24,46	16,77	0,99	16,86	17,74	1,25	0,84	16,46	19,1	2,02	1,25	0,84	17,6	21,4
7	1,06	20,45	24,05	16,93	1,76	16,89	18,15	1,75	1,77	16,47	19,74	1,84	1,85	1,78	16,13	20,97
4	2,25	19,5	27,45	14,77	2,40	14,91	17,51	1,74	2,42	14,49	19,2	4,19	1,84	2,44	13,51	24,22
2	2,26	19,6	26,27	17,72	2,40	17,17	17,57	1,74	2,42	17,25	19,44	0,48	1,82	2,40	17,04	21,40
1	2,24	19,9	25,04	17,25	2,40	17,43	17,83	1,74	2,42	17,05	19,34	0,27	1,8	1,44	17,8	20,01
5	1,32	20,2	26,82	15,50	1,62	15,77	17,14	1,23	1,63	15,45	18,31	3,76	1,21	1,65	14,1	24,42
7	1,32	20,5	26,50	15,50	1,62	15,77	17,14	1,23	1,63	15,45	18,31	3,76	1,21	1,65	14,1	24,42
7	1,30	20,5	25,91	15,77	1,62	15,93	17,47	1,23	1,63	15,62	18,75	1,41	1,27	1,64	14,42	21,03
6	2,61	19,5	25,49	14,87	2,96	15,01	17,44	2,24	2,96	17,16	19,25	1,72	2,21	0,91	17,29	22,17
1	2,20	19,96	25,74	14,44	2,37	14,56	17,04	2,27	2,38	14,72	19,47	1,85	2,21	2,41	14,56	23,74
4	2,26	19,55	25,56	13,95	2,73	14,08	17,58	2,00	2,75	14,22	19,04	2,10	2,08	2,81	14,39	22,46
3	2,20	19,55	25,77	15	2,40	15,02	17,42	2,27	2,42	15,17	19,24	2,27	2,08	2,47	15,05	22,73
2	2,25	19,5	24,79	15,4	2,40	15,49	17,89	2,25	2,42	15,04	20,74	1,88	2,07	2,48	15,82	21,50
7	0,740	21,15	25,45	16,54	0,737	16,62	17,37	1,23	0,76	16,75	18,77	0,49	1,25	0,77	17,1	22,72
55	0,742	21,3	24,96	16,52	0,737	16,52	17,27	1,21	0,76	16,08	18,67	2,09	1,24	0,76	16,87	21,47
5	0,74	21,36	24,40	17	0,737	17	17,73	1,21	0,76	17,08	19,07	1,76	1,24	0,76	17,17	21,91
5	2,25	20,07	25,21	17,41	2,30	15,42	17,72	1,20	2,31	17,70	19,05	2,76	1,21	2,34	17,76	21,87
5	2,24	20,25	24,79	15,96	2,30	15,94	18,24	1,20	2,31	16,02	19,74	1,73	1,21	1,11	16,15	21,45
6	2,24	20,40	24,28	16,07	2,30	16,15	18,45	1,20	2,31	16,21	19,74	0,88	1,21	2,1	16,39	21,81
6	1,46	20,58	24,38	16,46	1,56	16,43	17,96	1,17	1,766	16,51	19,24	2,06	1,18	1,78	16,77	21,21
7	0,749	21,27	25,21	16,66	0,75	16,66	17,44	1,17	0,75	16,74	18,94	0,69	1,19	0,74	17,04	22,14
22	0,750	21,47	24,58	17,04	0,75	17,04	17,82	0,99	0,75	17,12	18,54	2,09	0,91	0,74	17,26	21,36
9	0,749	21,34	24,08	17,1	0,75	17,1	17,88	1,20	0,75	17,19	19,17	1,82	1,21	0,75	17,26	20,97
55	1,49	20,70	25,06	16,25	1,53	16,33	17,96	1,20	1,54	16,41	19,17	2,07	1,21	1,54	16,57	21,91
6	1,48	20,90	24,11	16,64	1,52	16,69	18,31	1,20	1,54	16,68	19,42	0,99	1,21	1,57	16,84	20,51
10	0,742	21,05	24,67	16,70	0,75	16,70	17,43	1,80	0,75	16,78	19,03	1,83	1,81	0,772	16,94	21,33
1	1,50	20,52	24,45	15,91	2,33	15,99	18,32	1,18	2,34	16,07	19,79	1,78	1,89	2,39	16,21	21,98
62	1,49	20,75	24,58	16,29	1,55	16,37	17,92	1,17	1,56	16,45	19,18	2,14	1,18	1,58	16,60	21,74
6	1,48	20,86	24,38	16,54	1,55	16,62	18,17	1,17	1,56	16,70	19,43	1,99	1,18	1,57	16,86	21,01
25	0,749	21,45	24,87	16,90	0,75	16,9	17,65	0,99	0,76	16,98	18,83	0,94	0,92	0,76	17,2	21,77
31	2,24	20,71	25,50	15,71	2,29	15,78	18,07	1,74	2,30	15,85	19,59	1,25	1,73	2,32	16,1	21,85
36	1,64	20,48	25,07	15,94	1,77	16,00	17,79	1,46	1,73	16,19	19,34	2,07	1,45	1,79	16,4	21,44

Resultate der Tabelle 17.

		Es sollen eingedickt werden W = 100 Liter Saft bis auf 0,1 W				bis auf 0,25 W			
		Es sind also daraus zu verdampfen 90 Liter Wasser				75 Liter Wasser			
	davon im	I.	II.	III.	IV.	I.	II.	III.	IV. Körper
schematisch:	im Duble . .	45	45	—	—	37,5	37,5	—	—
	„ Triple . . .	30	30	30	—	25	25	25	—
	„ Quadruple	22,5	22,5	22,5	22,5	18,75	18,75	18,75	18,75
	Nach der Tabelle 17 entwickelt jeder Körper:								
im Duble	im Ganzen	42,33	47,67	—	—	34,38	40,15	—	—
	also im Verhältniss	1 :	1,127	—	—	1 :	1,167	—	—
	durch Heizung allein	42,33	44,2	—	—	34,38	36,22	—	—
	also im Verhältniss	1 :	1,045	—	—	1 :	1,046	—	—
im Triple	im Ganzen	27,33	29,72	32,925	—	22,12	24,47	27,89	—
	also im Verhältniss	1 :	1,088 :	1,2048	—	1 :	1,106 :	1,26	—
	durch Heizung . . .	27,33	27,59	30,90	—	22,12	22,335	25,325	—
	also im Verhältniss	1 :	1,006 :	1,1306	—	1 :	1,009 :	1,145	—
im Quadruple	im Ganzen	20	21,74	23,14	25,17	15,94	17,79	19,34	21,929
	also im Verhältniss	1 :	1,087 :	1,157 :	1,258	1 :	1,16 :	1,215 :	1,375
	durch Heizung . . .	20	20,07	21,86	23,42	15,94	16,06	17,94	19,47
	also im Verhältniss	1 :	1,0033 :	1,093 :	1,171	1 :	1,008 :	1,125 :	1,223

1

0,9

Im Mittel ist die Gesammtdampfentwicklung

im Duble $D_1 : D_2 = 1 : 1{,}147$
$= 0{,}4658 : 0{,}5442$

im Triple $D_1 : D_2 : D_3 = 1 : 1{,}097 : 1{,}233$
$= 0{,}3003 : 0{,}3294 : 0{,}3703$

im Quadruple $D_1 : D_2 : D_3 : D_4 = 1 : 1{,}123 : 1{,}187 : 1{,}316$
$= 0{,}2161 : 0{,}2427 : 0{,}2535 : 0{,}2844$

Im Mittel ist die Verdampfungsleistung (also ohne die Selbstverdampfung)

im Duble $D_1 : d_2 = 1 : 1{,}045$

im Triple $D_1 : d_2 : (d_3 + \sigma_3) = 1 : 1{,}0075 : 1{,}138$

im Quadruple $D_1 : d_2 : (d_3 + \sigma_3) : (d_4 + \sigma_4 + \lambda_4) = 1 : 1{,}0055 : 1{,}109 : 1{,}196$

(Fortsetzung des Beispiels von Seite 78.)

$$d_1 = \frac{83{,}5285}{4{,}044} = 20{,}655 \text{ Liter Wasser}$$

$d_2 = 20{,}655 \cdot 1{,}004 = 20{,}731$ Liter Wasser
$d_3 = 20{,}731 \cdot 1{,}006 = 20{,}850$ „ „
$d_4 = 20{,}850 \cdot 1{,}020 = 21{,}26$ „ „

Mit dem durch Selbstverdampfung Erzeugten zusammen verdampft also jeder einzelne Körper:

	I.	II.	III.	IV. Körper	
regelmässig	20,655	20,731	20,850	21,26	Liter Wasser
d. Selbstverdämpfg.	0	0,7325	1,787	3,952	„ „
Zus.:	20,655	21,4635	22,637	25,212	= 89,9676 Liter Wasser

Auf diese Weise ist die Tabelle 17 berechnet worden. Man hat nun einen erfreulichen Ueberblick über die Verdampfungswirkung der Duble-, Triple- und Quadruple-Effets und erkennt mühelos, wieviel Wasser jeder Körper wirklich verdampft, wieviel Heizdampf jeder Körper braucht und insbesondere wieviel Heizdampf man in den ersten Körper schicken muss, um 100 Liter Saft von einer vorhandenen auf eine andere gewünschte Koncentration zu bringen. (Vorausgesetzt, dass die Flüssigkeit mit der Temperatur t_{m1} eintritt.

Bildet man sich aus der Tabelle 17 die Durchschnittszahlen für die in jedem Körper im ganzen verdampften Mengen D, und diejenigen für die durch Heizung in jedem Körper entwickelten Dämpfe d, wie sie unten in der Tabelle 17 angegeben sind, so erkennt man eine ausserordentliche Gleichmässigkeit der Leistung, sodass selbst die extremsten Fälle kaum 5% vom Durchschnitt abweichen. Die in der Tabelle gleichfalls notirten mittleren Proportionalzahlen für die in den einzelnen Körpern im ganzen verdampften Mengen D und für die in denselben durch Heizung entwickelten Dämpfe d weichen auch selbst in den Grenzfällen nur sehr wenig von einander ab, sodass man diese Zahlen für die allgemeinen Fälle der Praxis wohl als Basis annehmen darf.

Diese Proportionalzahlen für die Heizdampfmengen in jedem Körper d_1 d_2 d_3 d_4 werden die Basis bilden für die später behandelte Bestimmung der nothwendigen Heizflächen der Verdampf-Apparate.

Für die zu erstrebende zweckmässigste Vertheilung der Heizfläche kann man aus der Tabelle 17 fünf wesentliche Schlüsse ziehen:

1. Die geringste Menge Heizdampf zur Erzeugung einer gewissen Verdampfungsleistung braucht man bei allen Mehrkörper-Apparaten, wenn das Temperatur-Gefälle in allen Körpern das gleiche ist.

2. Aber wie auch immer das Temperatur-Gefälle in den einzelnen Körpern sich gestalten mag, die im ersten Körper aufzuwendende Heizdampfmenge schwankt immer nur in sehr engen Grenzen. Für die Oekonomie des Dampfverbrauches ist es also nicht sehr erheblich, in welcher Weise das zur Verfügung stehende Temperatur-Gefälle auf die einzelnen Körper vertheilt wird. Man kann durch eine bestimmte Vertheilung dieses Gefälles beträchtliche Dampfersparnisse nicht erzielen.

3. Die im ersten Körper zu verdampfende Wassermenge ist von der Gesammtverdampfungsleistung der Mehrkörper-Apparate im Mittel:

beim Duble-Effet $= \frac{1}{2{,}147} = 0{,}466$ $D_1 = (W - U)\ 0{,}466$

„ Triple-Effet $= \frac{1}{3{,}333} = 0{,}300$ $D_1 = (W - U)\ 0{,}300$

„ Quadruple-Effet $= \frac{1}{4{,}626} = 0{,}216$ $D_1 = (W - U)\ 0{,}216$

Die extremen Fälle sind:

für Duble-Effet: $D_1 = (W - U)\ .\ 0{,}434$ bis $0{,}484$
„ Triple-Effet: $D_1 = (W - U)\ .\ 0{,}2777$ „ $0{,}3152$
„ Quadruple-Effet: $D_1 = (W - U)\ .\ 0{,}1926$ „ $0{,}2335$

4. Die durch Heizung zu bewirkende Verdampfung ist in allen Fällen im ersten Körper am kleinsten; aber die Zunahme derselben ist bei den folgenden Körpern nicht sehr gross. Im höchsten Falle 4%. Im Mittel darf man annehmen, dass diese Heizleistung in den einzelnen Körpern sich ergiebt:

beim	Duble-Effet:	Triple-Effet:	Quadruple-Effet:
im	I. II.	I. II. III.	I. II. III. IV.
	$d_1 : d_2$	$d_1 : d_2 : d_3$	$d_1 : d_1 : d_3 : d_4$
wie	1 : 1,045	1 : 1,01 : 1,04	1 : 1,005 : 1,012 : 1,02

5. Die im letzten Körper verdampfte Gesammtmenge ist:

beim Duble-Effet = 0,534
„ Triple-Effet = 0,3703
„ Quadruple-Effet = 0,284
von der Gesammtverdampfung des Apparats (W—U).

B. Der Procentgehalt an festen Stoffen (Trockengehalt) in jedem Gefäss der Mehrkörper-Verdampf-Apparate.

Nachdem wir im vorhergehenden Abschnitt beobachtet haben, dass für eine bestimmte Verdampfung jeder einzelne Körper im Mittel seinen ihm eigenthümlichen procentlichen Theil leisten muss, ziemlich unabhängig von dem Temperatur-Gefälle, so liegt die Versuchung nahe, die Verdampfungsleistung und den Procentgehalt an festen Stoffen in jedem einzelnen Körper für Laugen der verschiedenen Anfangs- und Enddicken festzustellen, indem man sich dabei wohl bewusst bleibt, dass diese Zusammenstellungen nur ziemlich, nie ganz genau richtig sein werden. Die ganze Verdampfungsleistung und der Koncentrationsgrad in Procenten sind in der Tabelle 18 vermerkt. Diese enthält also die Antwort auf die Frage:

Wenn eine Lauge von bekanntem Gehalt an festen Stoffen (4—17%) auf eine gewisse andere Koncentration (40—70%) eingedickt werden soll, wieviel Wasser muss zu diesem Zwecke in jedem Körper verdampft werden und welchen Koncentrationsgrad hat die Lauge in jedem Körper?

Das nachfolgende Beispiel soll über die Art der Berechnung dieser Tabelle 18 Aufschluss geben.

Beispiel. 100 kg Lauge von 10% Gehalt an festen Stoffen soll auf 50% im Triple-Effet eingedickt werden; wieviel Wasser verdampft jeder Körper und welche Koncentration herrscht in jedem Körper?

Um 100 kg Lauge von 10% auf 50% einzudicken, müssen $100 - (10 + 10) = 80$ kg Wasser verdampft werden.

Nach Tabelle 17 verdampft davon

der I. Körper 80 · 0,3003 = 24,02 Kilo
„ II. „ 24,02 · 1,097 = 26,35 „
„ III. „ 24,02 · 1,233 = 29,69 „
79,99 Kilo

Der erste Körper enthält also:

10 kg feste Stoffe in $100 - 24{,}02 = 75{,}98$ kg Flüssigkeit,

d. h. in 75,98 kg Lauge sind $\frac{10 \cdot 100}{75{,}98} = 13{,}16\%$ feste Stoffe.

Tabelle 18.

Verdampfungsleistung und Procentgehalt an festen Stoffen in jedem Körper der Duble-, Triple-, Quadruple-Effet-Apparate bei regelmässiger Verdampfung (d. h. wenn kein Extradampf abgezogen wird) und bei Eindickung von 100 Kilo Lauge auf 0,08 bis 0,34 ihres Gewichtes.

Die mageren oberen Zahlen
geben das in jedem Körper zu verdampfende Wasser.
Die fetten untern Zahlen
geben den Trockengehalt in % in jedem Körper.

Ursprünglicher Trockengehalt der Lauge %	Duble-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
	D_1 I	D_2 II	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_4 IV
	42,2	47,8	27,34	29,74	32,92	20	21,7	23,1	25,2
4	6,92	40	5,5	9,32	40	5	6,86	11,4	40
	40,95	46,55	26,69	29,11	32,25	19,4	21,07	22,5	24,63
5	8,46	40	6,82	11,35	40	6,2	8,4	13,5	40
	39,6	45,4	25,63	28,04	31,33	18,78	20,35	21,85	24,05
6	9,93	40	8,07	13,03	40	7,38	9,86	15,3	40
	38,35	44,15	24,83	27,25	30,52	18,24	19,71	21,11	23,44
7	11,35	40	9,31	14,31	40	8,56	11,28	16,12	40
	37	43	23,90	26,38	29,72	17,55	19	20,5	23
8	12,7	40	10,51	16,09	40	9,7	12,6	18,6	40
	35,87	41,88	23,15	25,60	29	17	18,43	19,92	22,41
9	14,3	40	11,71	17,55	40	10,84	13,94	20,15	40
	34,38	38,62	22,15	24,7	28,15	16,33	17,65	19,22	21,8
10	15,4	40	12,84	18,76	40	11,95	15,1	21,4	40
	32,82	39,43	21,23	23,77	27,25	15,67	16,86	18,56	21,16
11	16,2	40	13,96	20	40	13,04	16,3	22,49	40
	42,86	48,26	27,72	30,10	33,3	20,28	22	23,38	25,45
4	7,0	45	5,53	9,48	45	5,02	6,9	11,68	45
	41,64	47,25	26,96	29,37	32,57	19,72	21,42	22,84	24,91
5	8,88	45	6,85	11,45	45	6,23	8,45	13,9	45
	40,52	46,14	26,21	28,61	31,85	19,17	20,84	22,27	24,42
6	10,09	45	8,13	13,28	45	7,42	10	15,85	45
	39,32	45,13	25,45	27,87	31,13	18,61	20,21	21,71	23,89
7	11,5	45	9,35	15,0	45	8,6	11,28	17,7	45
	38,21	44,02	25,02	27,46	30,75	18,15	19,66	21,06	23,38
8	12,94	45	10,67	16,90	45	9,77	12,85	19,45	45
	37	43	23,90	26,38	29,72	17,5	19,1	20,50	22,9
9	14,29	45	11,83	18,1	45	10,91	14,14	20,9	45

Ursprünglicher Trockengehalt der Lauge %	Duble-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
	D_1 I	D_2 II	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_4 IV
	36	42	23,2	25,69	29,06	17,1	18,7	20,3	22,7
10	15,62	45	13,02	19,58	45	12,06	15,57	22,8	45
	35	41	22,41	24,86	28,67	16,5	17,8	19,4	21,8
11	16,85	45	14,3	20,86	45	13,17	16,74	23,76	45
	43,3	48,7	28,04	30,76	33,62	20,5	22,2	23,6	25,7
4	7,06	50	5,55	9,7	50	5,03	6,95	11,85	50
	42,2	47,8	27,34	29,74	32,92	20	21,7	23,1	25,1
5	8,65	50	6,88	11,66	50	6,25	8,57	14,2	50
	41,2	46,8	26,64	29,04	32,23	19,51	21,2	22,6	24,8
6	10,20	50	8,17	13,5	50	7,45	10,1	16,3	50
	40,2	45,8	26	28,44	31,66	19,01	20,6	22,1	24,3
7	11,7	50	9,46	15,37	50	8,64	11,58	18,3	50
	39,1	44,9	25,28	27,74	31	18,54	20	21,5	23,9
8	13,13	50	10,70	17,00	50	9,81	13,01	20	50
	38,1	43,9	24,56	27	30,32	18,04	19,5	21	23,4
9	14,54	50	11,93	18,58	50	10,9	14,4	21,7	50
	37	43	24	26,35	29,63	17,55	19	20,5	23
10	15,87	50	13,16	20,15	50	12,13	15,76	23,5	50
	36	42	23,22	25,7	29,08	17,06	18,5	20	22,5
11	17,19	50	14,32	21,53	50	13,26	17,07	24,7	50
	35	41	22,5	25	28,41	16,58	17,9	19,5	22
12	18,5	50	15,49	22,85	50	14,37	18,31	26,29	50
	33,9	40,1	21,85	24,4	27,85	16,08	17,4	18,97	21,55
13	19,66	50	16,63	24,19	50	15,49	19,53	27,33	50
	32,8	39,2	21,45	23,4	27,26	15,5	16,9	18,5	21,1
14	20,83	50	17,82	25,4	50	16,57	20,7	28,5	50
	31,8	38,2	20,4	23	26,45	15	16,3	18	20,6
15	22	50	18,9	26,5	50	17,65	21,83	29,5	50
	30,8	37,2	19,76	22,36	25,81	14,5	15,8	17,5	20,1
16	23,12	50	19,9	27,69	50	18,71	23	30,6	50
	29,8	36,2	19,1	21,7	25,15	14,0	15,3	17	19,6
17	24,2	50	21,01	28,7	50	19,78	24,05	31,6	50
	43,76	49,07	28,3	30,66	33,81	20,68	22,42	23,78	25,83
4	7,11	55	5,57	9,74	55	5,04	7,03	12,07	55
	43,21	48,61	27,96	30,34	33,52	20,45	22,2	23,08	25,62
5	8,80	55	6,9	11,76	55	6,28	8,72	14,8	55

Ursprünglicher Trockengehalt der Lauge %	Duble-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
	D_1 I	D_2 II	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_4 IV
	41,74	47,35	27,03	29,43	32,63	19,75	21,47	22,87	24,97
6	12,9	55	8,22	13,80	55	7,47	10,2	16,9	55
	40,83	46,44	26,41	28,84	32,05	19,32	20,99	22,42	24,57
7	11,83	55	9,5	15,65	55	8,67	11,7	18,8	55
	39,93	45,53	25,78	28,21	31,47	18,86	20,50	21,96	24,14
8	13,31	55	10,78	17,4	55	9,86	13,2	20,6	55
	38,92	44,72	25,16	27,6	30,89	18,45	20,01	21,41	23,71
9	14,73	55	12,02	19,04	55	11,03	14,62	22,4	55
	38,01	43,71	24,38	27,02	30,36	18,01	19,55	20,95	23,27
10	16,13	55	13,22	20,57	55	12,2	16	24,1	55
	37	43	23,94	26,4	29,75	17,55	19	20,5	23
11	17,46	55	14,46	22,14	55	13,3	17,3	25,6	55
	36,09	42,09	23,30	25,77	29,2	17,13	18,55	20,05	22,45
12	18,77	55	15,64	23,56	55	14,48	18,68	27,1	55
	35,18	41,19	22,76	25,15	28,52	16,67	18,1	19,6	22
13	20,56	55	16,83	24,95	55	15,6	19,92	28,5	55
	34,07	40,48	22	24,55	28	16,22	17,54	19,14	21,65
14	21,23	55	18	26,36	55	16,71	21,14	29,7	55
	33	39,55	21,32	23,85	27,38	15,73	17,03	18,63	21,12
15	22,36	55	19,06	27,4	55	17,8	22,15	30,8	55
	32,35	40,48	20,73	23,33	26,78	15,22	16,52	18,22	20,82
16	23,7	55	20,16	28,6	55	18,87	23,41	32,16	55
	31,9	39,9	20,40	23,0	26,45	15,0	16,3	18,0	20,6
17	24,95	55	21,35	30,04	55	20	24,74	33,5	55
	44,62	49,21	28,48	30,85	34,0	20,83	22,59	23,96	25,97
4	7,15	60	5,59	9,85	60	5,05	7,06	11,9	60
	44,13	48,54	27,93	30,30	33,38	20,42	22,16	23,52	25,59
5	8,79	60	6,93	11,99	60	6,28	8,74	14,7	60
	42,2	48,59	27,34	29,74	32,92	20	21,7	23,1	25,2
6	10,39	60	8,26	13,68	60	7,5	10,29	17,05	60
	41,41	47,02	26,8	29,22	32,42	19,61	21,31	22,71	24,84
7	11,94	60	9,56	15,8	60	8,7	11,85	19,2	60
	40,53	46,14	26,21	28,61	31,85	19,07	20,84	22,27	24,42
8	13,45	60	10,84	17,7	60	9,88	13,33	21,2	60
	39,6	45,4	25,6	28,04	31,2	18,78	20,35	21,85	24,05
9	14,9	60	12,1	19,41	60	11,08	14,7	23,06	60

Ursprünglicher Trockengehalt der Lauge %	Duble-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
	D_1 I	D_2 II	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_4 IV
	38,77	44,57	25,05	27,50	30,79	18,4	19,94	21,34	23,66
10	16,33	60	13,34	21,08	60	12,25	16,22	24,8	60
	37,94	43,74	24,48	26,94	30,26	17,95	19,55	20,90	23,3
11	17,72	60	14,56	22,64	60	13,4	17,6	26,4	60
	37	43	23,94	26,4	29,75	17,55	19	20,5	23
12	19,1	60	15,78	24,15	60	14,5	18,6	27,7	60
	36,17	42,17	23,35	25,82	29,17	17,13	18,57	20,07	22,57
13	20,37	60	16,96	25,56	60	15,69	20,22	29,38	60
	35,33	41,34	22,79	25,26	28,62	16,74	18,08	19,68	22,17
14	21,65	60	18,13	26,89	60	16,81	21,48	30,77	60
	34,38	40,62	22,15	24,70	28,15	16,33	17,65	19,22	21,8
15	22,86	60	19,27	28,22	60	17,9	22,7	32	60
	33,42	39,92	21,60	24,14	27,61	15,93	17,14	18,84	21,44
16	24,03	60	20,40	29,48	60	19,03	23,9	33,28	60
	32,7	38,1	21,35	23,36	27,16	15,5	16,9	18,5	21,07
17	25,25	60	21,6	30,73	60	20,11	25,1	34,6	60
	44,35	49,52	28,66	31,02	34,17	20,96	22,72	24,06	26,1
4	7,18	65	5,6	9,92	65	5,06	7,1	12,4	65
	43,55	48,76	28,15	30,52	33,66	20,58	22,32	23,68	25,75
5	8,85	65	6,91	12,1	65	6,28	8,75	15	65
	42,58	48,19	27,61	30	33,17	20,19	21,91	23,29	25,37
6	10,40	65	8,29	14,16	65	7,51	10,36	17,3	65
	41,8	47,43	27,1	29,5	32,70	19,81	21,51	22,91	25,08
7	12,08	65	9,6	16,12	65	8,73	11,93	19,6	65
	41	46,1	26,54	28,97	32,2	19,42	21,09	22,52	24,66
8	13,57	65	10,89	17,99	65	9,93	13,45	21,6	65
	40,28	45,88	26,03	28,45	31,68	19,05	20,72	22,15	24,22
9	15,07	65	12,16	19,79	65	11,12	14,93	23,6	65
	39,4	45,2	25,5	27,9	31,2	18,7	20,25	21,65	23,95
10	16,5	65	13,43	21,46	65	12,4	16,38	25,4	65
	38,5	44,5	24,98	27,42	30,7	18,3	19,90	21,3	23,6
11	17,8	65	14,66	23,11	65	13,46	17,8	27,1	65
	37,86	43,67	24,93	26,9	30,2	17,92	19,46	20,88	23,28
12	19,31	65	15,75	24,8	65	14,62	19,1	28,78	65
	37	43	23,94	26,4	29,75	17,55	19	20,5	23
13	20,63	65	17,09	26,2	65	15,77	20,49	30,28	65

Ursprünglicher Trockengehalt der Lauge %	Duble-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
	D_1 I	D_2 II	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_4 IV
	36,25	42,25	23,41	25,88	29,21	17,18	18,61	20,12	22,6
14	21,94	65	18,28	27,6	65	16,90	21,80	31,70	65
	35,36	41,56	22,91	25,3	28,70	16,9	18,13	19,73	22,13
15	23,20	65	19,33	28,9	65	18,05	23,09	33,2	65
	34,68	40,68	22,32	24,82	28,22	16,44	17,74	19,34	21,84
16	24,5	65	20,6	30,27	65	19,15	24,31	34,41	65
	33,72	40,13	21,77	24,31	27,78	16,07	17,26	18,96	21,56
17	25,65	65	21,73	31,5	65	20,26	25,50	35,63	65
	44,54	49,75	28,83	31,14	34,35	21,07	22,83	24,17	26,54
4	7,21	70	5,62	10	70	5,07	7,13	12,5	70
	43,83	49,03	28,33	30,70	33,84	20,71	22,45	23,81	25,86
5	8,89	70	7,0	12,20	70	6,31	8,79	15,15	70
	43,01	48,43	27,83	30,20	33,4	20,36	22,1	23,46	25,53
6	10,53	70	8,31	14,3	70	7,53	10,43	17,5	70
	42,2	47,8	27,34	29,75	32,96	20	21,7	23,1	25,2
7	12,11	70	9,63	16,31	70	8,75	12,01	20	70
	41,48	47,09	26,85	29,26	32,47	19,64	21,34	22,74	24,87
8	13,67	70	10,94	18,23	70	9,95	13,5	22,04	70
	40,77	46,37	26,39	28,85	32,01	19,29	20,96	22,39	24,54
9	15,2	70	12,22	20,11	70	11,15	15,06	24,1	70
	40,05	45,66	25,86	28,3	31,56	18,93	20,57	22,03	24,21
10	16,52	70	13,49	21,81	70	12,33	16,53	26	70
	39,24	45,05	25,39	27,82	31,09	18,57	20,17	21,67	23,85
11	18,1	70	14,74	23,5	70	13,5	17,9	27,78	70
	38,52	44,31	24,88	27,33	30,62	18,3	19,81	21,21	23,51
12	19,5	70	15,98	25,07	70	14,69	19,38	29,48	70
	37,81	43,62	24,4	26,86	30,18	17,9	19,46	20,86	23,21
13	20,9	70	17,19	26,6	70	15,83	20,75	31,11	70
	37	43	23,9	26,38	29,72	17,5	19,1	20,5	22,9
14	22,2	70	18,39	28,2	70	16,97	22,08	32,63	70
	36,28	42,27	23,42	25,9	29,24	17,2	18,65	20,15	22,56
15	23,54	70	19,59	29,6	70	18,12	23,38	34,09	70
	35,57	41,57	22,95	25,43	28,79	16,74	18,29	19,79	22,31
16	24,83	70	20,76	30,98	70	19,21	24,59	35,33	70
	34,85	40,85	22,44	24,94	28,3	16,60	17,8	19,40	21,9
17	26,09	70	21,92	32,3	70	20,38	25,91	36,9	70

Der zweite Körper enthält:

10 kg feste Stoffe in 75,98 — 26,35 = 49,63 kg Flüssigkeit,

d. h. in 49,63 kg Lauge sind $\frac{10 \cdot 100}{49{,}63} = 20{,}15\%$ feste Stoffe.

Der dritte Körper enthält:

10 kg feste Stoffe in 49,63 — 29,62 = 20,01 kg Flüssigkeit,

d. h. in 20,01 kg Lauge sind $\frac{10 \cdot 100}{20} = 50\%$ feste Stoffe.

XI. Mehrkörper-Verdampf-Apparate, bei denen aus dem ersten und aus den folgenden Körpern ausser für die Beheizung der folgenden Körper auch noch zu anderen Zwecken Dampf (Extradampf) entnommen wird.

Im Vorhergehenden sind die Mehrkörper-Verdampf-Apparate betrachtet worden, bei denen der im ersten Körper erzeugte Dampf nur zur Beheizung der folgenden dient, bei denen also die Wirkung der mehrfachen Ausnutzung des Dampfes rein zur Erscheinung kommt. Es kommt aber sehr häufig vor, dass aus dem ersten Körper und öfters auch aus den späteren gewisse oft beträchtliche Dampfmengen entnommen werden, um sie zu anderen Fabrikationszwecken zu benutzen; diese Methode hat den Vortheil der Dampfersparniss; denn wenn man neben den Verdampf-Apparaten zu anderen Fabrikationszwecken Dampf direkt aus dem Dampfkessel entnimmt, so ist hierfür ein bestimmter Brennmaterialverbrauch nothwendig; wenn man aber diesen besonders zu verbrauchenden Dampf aus dem ersten Körper des Verdampf-Apparates entnimmt, so hat man zwar auch in diesem Falle den Heizdampf zu bezahlen, da man doch nun so viel mehr Heizdampf in den ersten Körper schicken muss als zur Erzeugung des vom ersten Körper abgenommenen Dampfes nothwendig ist, aber da dieser mehr erzeugte Dampf aus dem Saft entstanden ist, so ist damit zugleich der Saft von diesem in Dampf verwandelten Wassergewicht befreit, und dieses Wassergewicht braucht nun nicht mehr mit besonderem Heizdampfaufwand entfernt zu werden.

Es ist einleuchtend, dass, wenn diese Extra-Dampfentnahme im zweiten oder in einem der folgenden Körper bewirkt wird, der Gewinn an Heizdampf noch grösser wird, denn nun wird Dampf für Fabrikationszwecke benutzt, der seinerseits schon im Verdampf-

Apparat das Mehrfache seines Gewichtes an Wasser aus dem Saft entfernt hat. Es wäre natürlich am vortheilhaftesten, den für andere Fabrikationszwecke nothwendigen Dampf aus dem letzten Körper des Verdampf-Apparates zu entnehmen, und wo es zulässig ist, thut man es auch, indessen ist zu bedenken, dass die Temperatur des Dampfes vom ersten zum letzten Körper sehr sinkt, und daher muss der Extradampf aus um so früheren Körpern entnommen werden, eine je höhere Temperatur desselben die anderen Fabrikationszwecke erfordern.

Man erspart für je 100 kg Dampf, die abgezogen werden

	beim Duble-	Triple-	Quadruple-Effet
aus dem I. Körper	47,5	31	22,5 kg Heizdampf
„ „ II. „	—	62	45 „ „
„ „ III. „	—	—	67,5 „ „

Aehnlich wie im vorhergehenden Abschnitt sind auch hier zwei Fragen zu beantworten:

A. wie viel Wasser muss in jedem Gefäss eines Mehrkörper-Apparates verdampft werden, wenn man aus einzelnen derselben Extradampf abzieht, und

B. welche Saftkoncentration herrscht dann in jedem Gefäss?

A. Wieviel Wasser muss in jedem Gefäss eines Mehrkörper-Apparates verdampft werden, wenn man aus einzelnen derselben Extradampf abzieht.

Um ein klares Bild von den Vorgängen zu beschaffen, ist durch die Fig. 11 ein Schema der Dampfentwickelung in den einzelnen Körpern dargestellt. Man kann sich vorstellen, dass die Erzeugung des Extradampfes in allen Körpern ganz gesondert von der regelmässigen Verdampfung der anderen Säfte vor sich geht, denn man kann sich denken, dass in den ersten Körper eingeführt wird getrennt von einander:

1. Das Wasser, welches durch die Extra-Verdampfung in den einzelnen Körpern in Dampf verwandelt werden soll, um aus ihnen theils als Dampf, theils als Kondenswasser zu entweichen.

2. Der Saft, welcher ursprünglich mit diesem Wasser vereinigt war (aber nun ohne dies Wasser) und der nun natürlich dieselbe Menge an festen Stoffen wie ursprünglich enthält, aber um

so viel weniger Wasser, als zur Extradampf-Bildung verbraucht werden soll. Der Saft ist dadurch natürlich von Anfang an concentrirter zu denken. Man kann feststellen, wie viel Wasser in jedem Gefäss und wie viel in allen zusammen zum Zwecke der Extradampf-Bildung verdampft wird; man kann ferner dieses Dampfgewicht vom gesammten Saftgewicht abziehen und erhält so als Rest das Saftgewicht, welches, wie wir uns vorstellen, regelmässig im Mehrkörper-Apparat zu verdampfen ist.

Es sei:

W = das ursprüngliche Flüssigkeitsgewicht,
r_f = Procentgehalt desselben an festen Stoffen,
r_e = Procentgehalt desselben, nachdem der Extradampf fortgedacht ist,
e_1 = das aus dem I. Körper zu entnehmende Extradampfgewicht
e_2 = „ „ „ II. „ „ „ „
e_3 = „ „ „ III. „ „ „ „

Wenn im zweiten Körper e_2 kg Extradampf entwickelt werden sollen, so müssen zu diesem Zweck im ersten ε_1 kg Dampf erzeugt werden; und sollen dem dritten Körper e_3 kg Extradampf entzogen werden, so müssen dazu im zweiten Körper ε_2 kg und im ersten η_1 kg Dampf entwickelt werden.

Um also die Dampfgewichte e_1 e_2 e_3 extra abziehen zu können, muss man entwickeln:

im ersten Körper $e_1 + \varepsilon_1 + \eta_1$ kg Dampf,
im zweiten Körper $e_2 + \varepsilon_2$ „ „
im dritten Körper e_3 „ „

Die Extradampf-Entwickelung entzieht also dem Saft W das Wasser(oder Dampf-)gewicht D_e

$$D_e = e_1 + e_2 + e_3 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \eta_1 \quad . \quad . \quad . \quad (95)$$

und es bleibt regelmässig zu verdampfen das Saftgewicht:

$$W - D_e = W - (e_1 + e_2 + e_3 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \eta_1) \quad . \quad . \quad (96)$$

Der Procentgehalt an festen Stoffen im restirenden Saft steigt dadurch von r_f auf r_e und es ist:

$$r_e = \frac{r_f \cdot 100}{100 - (e_1 + e_2 + e_3 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \eta_1)} = \frac{r_f \cdot 100}{100 - D_e} \quad . \quad (97)$$

Die Extradampfgewichte $e_1 + e_2 + e_3$ sind gegeben; es liegt uns nun ob, die Gewichte ε_1 ε_2 η_1 festzustellen.

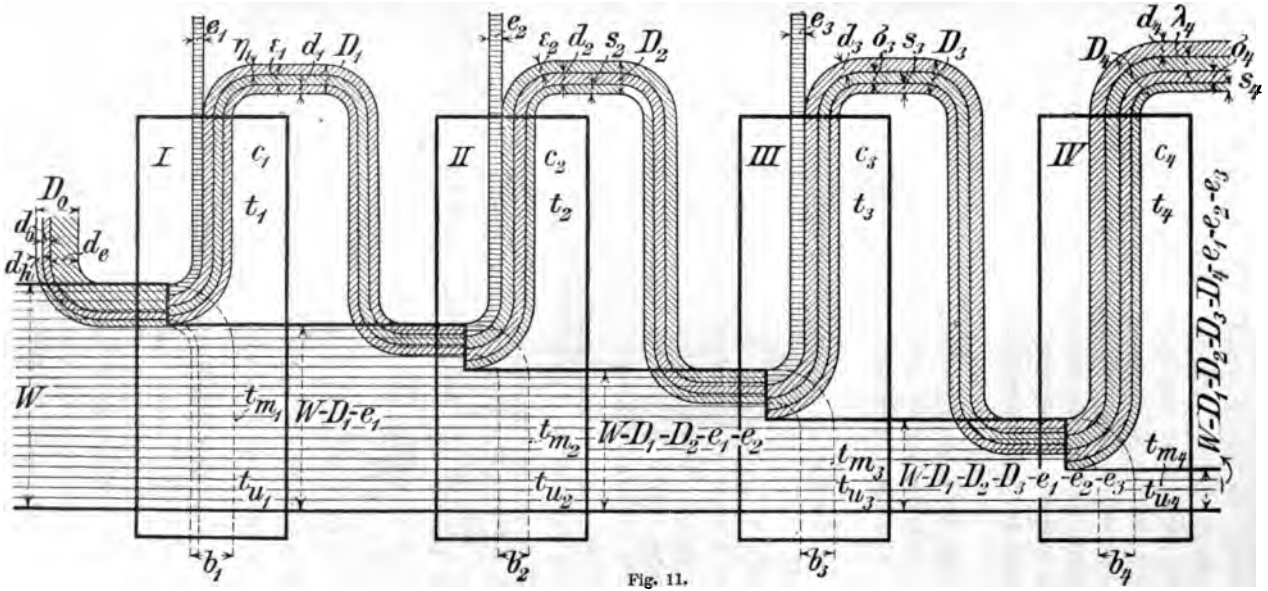


Fig. 11.

W = Eintretende Saftmenge.
D_0 = Gesammter Heizdampf für den I. Körper.
d_h = Heizdampf zum Erwärmen des Saftes.
d_0 = Heizdampf zum Verdampfen (erzeugt $d_1 = D_1$).
d_e = Heizdampf zur Bildung von Extradampf (erzeugt e_1-ε_1-η_1).

e_1 = Extradampf dem I. Körper entzogen.
η_1 = aus d_e entstanden (erzeugt ε_2, dies e_3).
ε_1 = aus d_e entstanden (erzeugt e_2).
d_1 = Dampf aus dem I. Körper (erzeugt d_2).
$D_1 = d_1 + \varepsilon_1 + \eta_1$ Gesammtdampf a. I.
e_2 = Extradampf d. II. Körp. entz.

ε_2 = aus η_1 entstanden (erzeugt e_3).
s_2 = durch Selbstverdpf. i. II. Körp. entstanden (erzeugt σ_3).
$D_2 = d_2 + s_2 + \varepsilon_2$ = Gesammtdpf. a. II.
e_3 = Extradampf d. III. Körp. entz. (aus $\varepsilon_2 - \eta_1$ entstanden).
σ_3 = aus s_2 entstand. (erzeugt λ_4).
s_3 = durch Selbstverdampf. i. III. Körp. entstand. (erzeugt σ_4).

$D_3 = d_3 + s_3 + \sigma_3$ = Gesammtdpf. a. III.
s_4 = durch Selbstverdampfung aus dem IV. Körper entstanden.
σ_4 = aus s_3 entstanden.
λ_4 = aus σ_3 entstanden.
$D_4 = d_4 + s_4 + \sigma_4 + \lambda_4$ = Gesammtdampf aus IV.
d_4 = aus d_3 entstanden.
b — t — c wie bei Fig. 9 Seite 66.

Um zu praktischen Ergebnissen zu kommen, wollen wir auch hier, wie im vorhergehenden Abschnitt, die Verschiedenheiten der Leistung vernachlässigen, welche durch die Verschiedenheit des Temperaturgefälles von einem zum anderen Körper eintreten können, und ferner wollen wir für die Selbstverdampfung und für die durch Verminderung der Gesammtwärme des Dampfes in den späteren Körpern eintretende Mehrleistung die früher ermittelten Durchschnittswerthe annehmen, wissend, dass der damit begangene Fehler gering und praktisch gleichgültig ist.

Auf Grund der Schlussfolgerungen des vorhergehenden Abschnittes können wir setzen:

im	Duble-	Triple-	Quadruple-Effet
	$\eta_1 = \frac{1}{1{,}045} e_2 \cdot$	$\eta_1 = \frac{1}{1{,}0075} e_2$	$\eta_1 = \frac{1}{1{,}0055} e_2$
	$\varepsilon_1 = \frac{1}{1{,}045} \varepsilon_2$	$\varepsilon_1 = \frac{1}{1{,}0075} \varepsilon_2 \cdot$	$\varepsilon_1 = \frac{1}{1{,}0055} \varepsilon_2$
			$\varepsilon_2 = \frac{1}{1{,}008} e_3$

oder, was dasselbe ist:

im	Duble-	Triple-	Quadruple-Effet
	$\eta_1 = 0{,}957\, e_2$	$\eta_1 = 0{,}992\, e_2$	$\eta_1 = 0{,}995 e_2$
	$\varepsilon_1 = 0{,}957\, \varepsilon_2$	$\varepsilon_1 = 0{,}992\, \varepsilon_2$	$\varepsilon_1 = 0{,}995\, \varepsilon_2$
			$\varepsilon_2 = 0{,}9067 e_3$
			$\varepsilon_1 = 0{,}9022 e_3$

So erhalten wir für den Quadruple-Effet als Summe des durch Entziehung der Extradämpfe e_1 e_2 e_3 dem Saft entnommenen Wassers D_e

$$D_e = e_1 + e_2 + e_3 + 0{,}9022\ e_3 + 0{,}9067\ e_3 + 0{,}995\ e_2$$

$$D_e = e_1 + 1{,}995\ e_2 + 2{,}8089\ e_3.$$

Die Zahl D_e giebt also das Wasserquantum (oder ganze Dampfgewicht) an, welches dem Saft entnommen wird, wenn man im ersten Körper e_1, im zweiten e_2, im dritten e_3 kg Extradampf abzieht.

In der Tabelle 19 ist hiernach für viele Fälle das Wassergewicht zusammengestellt, das die einzelnen Körper eines Mehrkörper-Apparates neben der regelmässigen Verdampfung des Saftes noch verdampfen müssen, wenn aus denselben die Extradämpfe e_1 e_2 e_3 abgeführt werden.

Zieht man dies für die Bildung von Extradampf verdampfte Wasser von dem Saftgewicht ab, vertheilt den übrigen Theil des

Tabelle 19.

Dampfgewichte, die in jedem Körper eines Mehrkörper-Verdampf-Apparates entwickelt werden müssen und wieviel Wasser der Saft dabei im Ganzen verliert, wenn in den Körpern e_1 e_2 e_3 Kilo Extradampf entzogen wird.

Entzieht man dem I. Körper für 100 kg Saft e_1 Kilo Extradampf,	so hat man ebenso viel auch im I. Körper zu verdampfen und der Saft verliert ebenso viel.	Entzieht man dem II. Körper für 100 Kilo Saft e_2 Kilo Extradampf,	so hat man im I. Körper zu verdampfen η_1 Kilo $\eta_1 = 0{,}993\ e_2$,	zusammen verliert also der Saft $e_2 + \varepsilon_1$ Kilo	Entzieht man dem III. Körper für 100 Kilo Saft e_3 Kilo Extradampf	so hat man im II. Körper zu verdampfen ε_2 Kilo $\varepsilon_2 = 0{,}9067\ e_3$	und im I. Körper zu verdampfen ε_1 Kilo $\eta_1 = 0{,}995\ \varepsilon_2$	zusammen verliert also der Saft $e_3 + \varepsilon_2 + \eta_1$ Kilo
e_1		e_2	ε_1	$e_2 + \varepsilon_1$	e_3	ε_2	η_1	$e_3 + \varepsilon_2 + \eta_1$
2		2	1,986	3,986	2	1,813	1,804	5,617
4		4	3,972	7,972	4	3,626	3,608	11,234
6		6	5,958	11,958	6	5,439	5,412	16,851
8		8	7,944	15,944	8	7,252	7,216	22,468
10		10	9,93	19,930	10	9,067	9,022	28,089
12		12	11,916	23,916	12	10,880	10,826	33,706
14		14	13,903	27,903	14	12,693	12,630	39,323
16		16	15,888	31,888	16	14,504	14,431	44,935
18		18	17,874	35,874	18	16,321	16,240	50,561
20		20	19,86	39,860	20	18,130	18,040	56,170
22		22	21,846	43,846	22	19,960	19,861	61,824
24		24	23,832	47,832				
26		26	25,818	51,818				
28		28	27,804	55,804				
30		30	29,790	59,790				
32		32	31,773	63,773				

aus dem Saft noch zu verdampfenden Wassers auf die einzelnen Körper, wie es im Abschnitt X gezeigt wurde, und zählt dazu dann die Extradämpfe jedes Körpers, so erhält man die gesammte Verdampfung jedes einzelnen derselben.

Beispiel. Es sind $W = 100$ kg Saft von $r_f = 10\%$ Gehalt an festen Stoffen im Quadruple-Effet bis auf die Koncentration $r_u = 65\%$ zu verdampfen; dabei sollen vom ersten Körper $e_1 = 12$, vom zweiten $e_2 = 6$, vom dritten $e_3 = 4$ kg Extradampf pro 100 kg Saft entzogen werden.

100 kg Saft von 10% ergeben

$$\frac{10 \cdot 100}{65} = 15{,}38 \text{ kg Saft von } 65\%.$$

Es müssen also daraus verdampft werden:

$$100 - 15{,}38 = 84{,}62 \text{ kg Wasser.}$$

Zunächst bestimmt man das Dampfgewicht, welches in jedem Körper entwickelt werden muss, um den Extradampf zu leisten.

Aus Tabelle 19 finden wir

im	I.	II.	III. Körper
für $e_1 = 12$	$e_1 = 12$	—	—
für $e_2 = 6$	$\varepsilon_1 = 5{,}958$	$e_2 = 6$	—
für $e_3 = 4$	$\eta_1 = 3{,}608$	$\varepsilon_2 = 3{,}626$	$e_3 = 4$
	21,566	9,626	$4 = 35{,}192$ kg

Es sind also im ersten Körper 21,566, im zweiten 9,626, im dritten 4,0 kg Dampf zusammen = 35,192 kg Dampf dem Saft für Bildung von Extradampf zu entziehen. Zur Verdampfung in regelmässiger Weise bleiben also:

$$84{,}62 - 35{,}192 = 49{,}428 \text{ kg übrig.}$$

Hiervon leistet im Quadruple-Effet nach Abschnitt X (Seite 84)

der	I.	II.	III.	IV. Körper
im Verhältniss:	0,2161:	0,2427:	0,2565:	0,2844
	$D_1 = 10{,}685$	$D_2 = 12{,}000$	$D_3 = 12{,}682$	$D_4 = 14{,}061$ kg
				Zus. = 49,428
Hierzu für Extradampf:	21,566	9,626	4,0	0,0 = 35,192
Also Gesammtleistung jedes Körpers:	32,251	21,626	16,682	14,061 kg
				Zus. = 84,620

Die durch Wärmeübertragung d. h. ohne die Selbstverdampfung in jedem Körper zu bewirkende Verdampfung nach Abschnitt X (Seite 82, 83) ist im Mittel:

$$0{,}931 \cdot 49{,}428 = 46{,}017 \text{ kg; davon:}$$

im	I.	II.	III.	IV. Körper
im Verhältniss:	1 :	1,0055:	1,109:	1,196
	$d = 10{,}685$	$d = 10{,}725$	$d = 11{,}837$	$d = 12{,}770$
				Zus. = 46,017
dazu für Extradampf:	21,566	9,626	4,0	0,0
	32,251	20,351	15,837	12,770
				Zus. = 81,209

141632

B. Welche Saftkoncentration herrscht nun in jedem Gefäss.

Nachdem wir so in Erfahrung gebacht haben, wieviel Wasser der Saft in jedem Körper verliert, ist sein Gehalt an festen Stoffen (seine Dichte) leicht zu bestimmen.

Hat der ursprüngliche Saft r_f% feste Stoffe (hier 10%) und sind von 100 kg Saft im ersten Körper verdampft: $D_1 + e_1 + \eta_1 + \varepsilon_1$ (hier = 32,251 kg) so ist der Procentgehalt an Trockensubstanz im ersten Körper

$$r_1 = \frac{100 \cdot r_f}{100 - (D_1 + e_1 + \varepsilon_1 + \eta_1)} = \frac{100 \cdot 10}{100 - 32{,}251} \cong 14{,}8\%$$

im zweiten

$$r_2 = \frac{100 \cdot 10}{100 - (32{,}251 + 21{,}626)} \cong 21{,}7\%$$

im dritten

$$r_3 = \frac{100 \cdot 10}{100 - (32{,}251 + 21{,}626 + 16{,}682)} \cong 34{,}2\%$$

im vierten

$$r_4 = \frac{100 \cdot 10}{100 - (32{,}251 + 21{,}626 + 16{,}682 + 14{,}06)} \cong 65\%$$

Da die in der Praxis vorkommenden Fälle so ausserordentlich verschieden sind, dass sie nicht in eine Tabelle gebracht werden können, so müssen wir auf eine solche verzichten, und im Bedarfsfalle die Rechnung wirklich ausführen.

Der in der Praxis am häufigsten vorkommende Fall ist der, dass nur dem ersten Körper Extradampf entzogen wird, und hier sind die Variationen nicht so zahlreich, dass sie sich nicht zusammenfassen liessen. Daher ist für diesen Fall die Tabelle 20 ausgerechnet, in der der procentliche Trockengehalt in den einzelnen Körpern des Duble-, Triple und Quadruple-Effets angegeben ist für Säfte, die von $r_f = 6-13\%$ auf $r_n = 50-60-70\%$ eingedickt werden sollen, wenn dabei im ersten Körper eine Extradampf-Entnahme von 5—10—15—20—25% stattfindet.

Endlich ist noch zur Erleichterung für manche Rechnungen eine Tabelle 21 beigefügt, welche den Procentgehalt an festen Stoffen in Flüssigkeiten lehrt, die ursprünglich 1—30% Trockensubstanz enthielten, nachdem ihnen noch 1—35% Wasser entzogen ist.

Tabelle 20.

Procentgehalt an festen Stoffen in den einzelnen Körpern des Duble-, Triple-, Quadruple-Effet für Säfte von ursprünglich $r_f = 6—13\,\%$ Trockengehalt, wenn im ersten Körper $5—10—15—20—25\,\%$ Extradampf entzogen werden und im letzten Körper Säfte von $50—60—70\,\%$ erscheinen sollen.

Ursprünglicher Procent-Gehalt	Extradampf % aus dem I. Körper	Dadurch wird der Saft gebracht auf %	Duble-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
			I	II	I	II	III	I	II	III	IV
r_f	e_1 %	r_e	r_1	r_2	r_1	r_2	r_3	r_1	r_2	r_3	r_4
6	5	6,315	10,7	50	8,6	14,1	50	7,75	10,6	17	50
	10	6,66	11,2	50	8,9	14,7	50	8,25	11,1	17,4	50
	15	7,05	11,7	50	9,46	15,37	50	8,64	11,58	18,3	50
	20	7,5	12,4	50	10,1	16,2	50	9,24	12,33	19,15	50
	25	8	13,13	50	10,7	17,03	50	9,81	13,01	20	50
6	5	6,315	11,1	60	8,66	14,0	60	7,9	10,79	17,75	60
	10	6,66	11,4	60	9,06	14,3	60	8,3	11,3	18,5	60
	15	7,05	11,94	60	9,54	15,8	60	8,7	11,85	19,2	60
	20	7,5	12,69	60	10,16	16,75	60	9,3	12,6	20,2	60
	25	8	13,45	60	10,84	17,7	60	9,88	13,33	21,2	60
6	5	6,315	11,04	70	8,71	14,9	70	7,93	10,93	18,3	70
	10	6,66	11,53	70	9,15	15,4	70	8,33	11,5	19,1	70
	15	7,05	12,11	70	9,63	16,31	70	8,75	12,01	20	70
	20	7,5	12,86	70	10,28	17,25	70	9,3	12,76	21	70
	25	8	13,67	70	10,94	18,23	70	9,95	13,5	22,04	70
7	5	7,36	12,12	50	9,9	15,97	50	9,05	12,08	18,9	50
	10	7,77	12,7	50	10,35	16,8	50	9,54	12,7	19,6	50
	15	8,235	13,48	50	11,3	17,4	50	10,1	13,36	20,45	50
	20	8,75	14,1	50	11,6	18	50	10,7	14	21,32	50
	25	9,33	15	50	12,3	19,1	50	11,2	14,8	22,3	50
7	5	7,36	12,44	60	10	16,5	60	9,1	12,35	19,9	60
	10	7,77	13,05	60	10,5	17,1	60	9,6	12,75	20,7	60
	15	8,235	13,85	60	11,15	18	60	10,18	13,9	21,7	60
	20	8,75	14,55	60	11,7	18,6	60	10,78	14,2	22,67	60
	25	9,33	15,4	60	12,5	19,95	60	11,48	15,2	23,66	60
7	5	7,36	12,61	70	10,03	16,95	70	9,15	12,51	20,7	70
	10	7,77	13,1	70	10,5	17,75	70	9,65	13,20	21,5	70
	15	8,235	14	70	11,24	18,7	70	10,25	13,9	22,6	70
	20	8,75	14,87	70	11,85	19,18	70	10,85	14,65	23,55	70
	25	9,33	15,6	70	12,62	20,71	70	11,55	15,56	24,8	70
8	5	8,42	13,8	50	11,1	17,7	50	10,3	13,6	20,8	50
	10	8,88	14,4	50	11,4	18,3	50	10,7	14,15	21,3	50
	15	9,4	15,2	50	12,5	19,3	50	11,5	15,1	22,6	50
	20	10	15,87	50	13,16	20,15	50	12,13	15,76	23,5	50
	25	10,66	16,42	50	13,75	20,83	50	12,62	16,75	24,0	50

Ursprünglicher Procent-Gehalt	Extradampf % aus dem I. Körper	Dadurch wird der Saft gebracht auf %	Duble-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
			I	II	I	II	III	I	II	III	IV
r_f	e_1	r_e	r_1	r_2	r_1	r_2	r_3	r_1	r_2	r_3	r_4
8	5	8,42	14	60	11,3	18,3	60	10,3	13,9	21,9	60
	10	8,88	14,8	60	11,9	19,2	60	11	14,6	22,8	60
	15	9,4	15,6	60	12,7	20,2	60	11,7	15,6	23,9	60
	20	10	16,33	60	13,34	21,08	60	12,25	16,22	24,8	60
	25	10,66	17,03	60	13,79	21,87	60	12,9	16,92	25,6	60
8	5	8,42	14,3	70	11,5	18,8	70	10,4	14,1	22,8	70
	10	8,88	15	70	12	19,9	70	11	14,9	23,8	70
	15	9,4	15,7	70	12,8	21	70	11,85	15,8	25	70
	20	10	16,52	70	13,49	21,81	70	12,33	16,5	26	70
	25	10,66	17,12	70	14,1	22,6	70	12,93	17,25	26,9	70
9	5	9,48	15,2	50	12,5	19,3	50	11,5	15,1	22,6	50
	10	10	15,87	50	13,15	20,13	50	12,13	15,76	23,5	50
	15	10,56	16,48	50	13,75	20,83	50	12,62	16,76	24,1	50
	20	11,25	17,5	50	14,6	21,93	50	13,56	18	25,1	50
	25	12	18,5	50	15,49	22,85	50	14,37	18,31	26,29	50
9	5	9,48	15,6	60	12,7	20,2	60	11,7	15,6	23,9	60
	10	10,1	16,33	60	13,34	21,08	60	12 25	16,22	24,8	60
	15	10,56	17,03	60	13,79	21,87	60	12,9	16,92	25,6	60
	20	11,25	18,1	60	14,86	23,04	60	13,7	17,85	26,7	60
	25	12	19,1	60	15,78	24,15	60	14,5	18,6	27,7	60
9	5	9,48	15,7	70	12,8	21	70	11,85	15,8	25	70
	10	10,1	16,52	70	13,49	21,81	70	12,33	16,53	26	70
	15	10,56	17,12	70	14,1	22,6	70	12,93	17,25	26,9	70
	20	11,25	18,5	70	15,05	23,9	70	13,8	18,25	28,18	70
	25	12	19,5	70	15,95	25,07	70	14,69	19,38	29,48	70
10	5	10,52	16,5	50	13,8	20,8	50	12,7	16,5	24,1	50
	10	11,11	17,3	50	14,43	21,66	50	13,37	17,71	24,85	50
	15	11,76	18,2	50	15,2	22,5	50	14	18	25,7	50
	20	12,5	19,1	50	16,09	23,5	50	14,9	18,9	26,9	50
	25	13,33	20	50	17	24,6	50	15,7	19,8	27,6	50
10	5	10,52	17	60	13,9	21,8	60	12,8	16,9	25,6	60
	10	11,11	17,85	60	14,68	22,79	60	13,51	17,7	26,5	60
	15	11,76	18,8	60	15,5	24,8	60	14,2	18,3	27,4	60
	20	12,5	19,7	60	16,38	24,85	60	15,1	19,2	28,5	60
	25	13,33	20,77	60	17,26	25,86	60	16	20,52	29,7	60
10	5	10,52	17,3	70	14	22,7	70	12,9	17,2	26,9	70
	10	12,22	18,27	70	14,86	23,65	70	13,6	18	27,95	70
	15	12,95	19,2	70	15,6	24,6	70	14,4	19	29	70
	20	13,75	20,2	70	16,58	25,87	70	15,29	20	30,3	70
	25	14,66	21,2	70	17,5	26,9	70	16,1	21	31,6	70
11	5	11,57	17,9	50	14,9	22,2	50	13,8	17,6	25,5	50
	10	12,22	18,8	50	15,8	23,1	50	14,6	18,6	26,5	50

Ursprünglicher Procent-Gehalt	Extradampf % aus dem I. Körper	Dadurch wird der Saft gebracht auf %	Duble-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
			I	II	I	II	III	I	II	III	IV
r_f	e_1	r_e	r_1	r_2	r_1	r_2	r_3	r_1	r_2	r_3	r_4
11	15	12,95	19,6	50	16,5	24,1	50	15,4	19,5	27,3	50
	20	13,75	20,5	50	17,5	25,1	50	16,25	20,4	28,2	50
	25	14,66	21,5	50	18,5	26	50	17,2	21,4	29,1	50
11	5	11,57	18,30	60	15,1	23,3	60	13,8	18,1	27,1	60
	10	12,22	19,4	60	16	24,5	60	14,3	18,9	28	60
	15	12,95	20,3	60	16,9	25,5	60	15,6	20,2	29,3	60
	20	13,75	21,35	60	17,8	26,5	60	16,5	21,1	30,4	60
	25	14,66	21,4	60	18,8	27,5	60	17,5	22,2	31,4	60
11	5	11,57	18,8	70	15,4	23,8	70	14,1	18,6	28,6	70
	10	12,22	19,8	70	16,3	25,5	70	15	19,7	29,8	70
	15	12,95	20,8	70	17,1	26,5	70	15,8	20,7	31	70
	20	13,75	21,9	70	18,1	27,9	70	16,6	21,7	32,3	70
	25	14,66	22,9	70	19,1	29	70	17,6	22,7	33,4	70
12	5	12,63	19	50	16,1	23,5	50	14,9	18,9	26,8	50
	10	13,33	20	50	17	24,6	50	15,49	19,8	27,6	50
	15	14,11	20,95	50	17,93	25,5	50	16,68	20,8	28,6	50
	20	15	22	50	18,9	26,5	50	17,65	21,8	29,5	50
	25	16	23,12	50	19,9	27,69	50	18,71	23	30,6	50
12	5	12,63	19,7	60	16,4	24,8	60	15,1	19,5	28,6	60
	10	13,33	20,77	60	17,36	25,87	60	15,99	20,63	29,7	60
	15	14,11	21,77	60	18,24	27,03	60	16,92	21,63	30,9	60
	20	15	22,86	60	19,27	28,22	60	17,9	22,7	32	60
	25	16	24,03	60	20,40	29,48	60	19,03	23,9	33,28	60
12	5	12,63	20,3	70	16,6	25,8	70	15,3	20	30,3	70
	10	13,33	21,3	70	17,59	27,1	70	16,23	20,35	30,61	70
	15	14,11	22,4	70	18,53	28,3	70	17,1	22,21	32,77	70
	20	15	23,54	70	19,59	29,6	70	18,12	23,28	34,09	70
	25	16	24,83	70	20,76	30,98	70	19,21	24,59	35,33	70
13	5	13,68	20,3	50	17,2	24,9	50	16	20,1	27,9	50
	10	14,44	21,3	50	18,3	25,9	50	17	21,2	29	50
	15	15,28	22,8	50	19,7	27,3	50	18,4	22,7	30,3	50
	20	16,25	23,4	50	20,2	27,9	50	19	23,3	30,9	50
	25	17,33	24,5	50	21,4	29	50	20	24,4	32	50
13	5	13,68	21	60	17,6	26,3	60	16,3	20,9	30,1	60
	10	14,44	22,1	60	18,6	27,4	60	17,3	22	31,2	60
	15	15,28	23,1	60	19,6	28,5	60	18,2	23	32,3	60
	20	16,25	24,3	60	20,7	29,8	60	19,3	24,2	33,6	60
	25	17,33	25,6	60	22	31,1	60	20,5	25,5	35	60
13	5	13,68	21,6	70	17,8	27,4	70	16,4	21,4	31,9	70
	10	14,44	22,6	70	18,8	28,7	70	17,5	22,6	33,2	70
	15	15,28	23,9	70	19,9	29,9	70	18,4	23,7	34,4	70
	20	16,25	25,1	70	21	31,3	70	19,5	24,9	35,7	70
	25	17,33	26,4	70	22,3	32,2	70	20,7	26,3	37,5	70

Tabelle 21.

Procentgehalt an festen Stoffen r_u in Säften, die ihnen noch 1—38 % Wasser

Ursprünglicher Trockenstoffgehalt des Saftes in %	Werden aus 100 Kilo Saft entnommen kg Wasser:											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
r_f	so enthält der Rest r_u % feste Bestandtheile:											
1	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,08	1,09	1,10	1,11	1,12	1,14
2	2,02	2,04	2,06	2,08	2,11	2,13	2,15	2,17	2,20	2,22	2,25	2,27
3	3,03	3,06	3,09	3,13	3,16	3,19	3,23	3,26	3,30	3,33	3,37	3,41
4	4,04	4,08	4,12	4,17	4,21	4,26	4,30	4,35	4,40	4,44	4,49	4,55
5	5,05	5,10	5,15	5,21	5,26	5,32	5,38	5,43	5,49	5,55	5,62	5,68
6	6,06	6,12	6,19	6,25	6,32	6,38	6,45	6,52	6,59	6,66	6,74	6,82
7	7,07	7,13	7,21	7,29	7,36	7,45	7,53	7,6	7,69	7,77	7,8	7,95
8	8,08	8,16	8,25	8,34	8,42	8,52	8,60	8,7	8,79	8,88	8,98	9,09
9	9,09	9,18	9,27	9,37	9,48	9,57	9,67	9,78	9,89	9,99	10,11	10,23
10	10,10	10,20	10,31	10,41	10,52	10,64	10,75	10,87	10,99	11,11	11,23	11,36
11	11,10	11,22	11,34	11,46	11,57	11,70	11,82	11,95	12,08	12,22	12,36	12,5
12	12,12	12,24	12,37	12,5	12,63	12,77	12,90	13,04	13,19	13,33	13,49	13,64
13	13,13	13,26	13,40	13,54	13,68	13,82	13,98	14,13	14,28	14,44	14,60	14,77
14	14,14	14,26	14,43	14,58	14,73	14,89	15,05	15,20	15,38	15,55	15,55	15,91
15	15,15	15,30	15,46	15,61	15,78	15,96	16,12	16,31	16,48	16,66	16,84	17,04
16	16,16	16,32	16,49	16,68	16,84	17,04	17,2	17,4	17,58	17,77	17,94	18,18
17	17,17	17,35	17,52	17,70	17,89	18,08	18,28	18,48	18,68	18,88	19,20	19,32
18	18,18	18,36	18,54	18,74	18,96	19,14	19,34	19,56	19,78	20,00	20,20	20,46
19	19,19	19,39	19,59	19,78	20	20,21	20,43	20,65	20,88	21,11	21,35	21,59
20	20,20	20,40	20,62	20,82	21,04	21,28	21,5	21,74	21,98	22,22	22,46	22,73
21	21,21	21,44	21,65	21,88	22,1	22,34	22,58	22,82	23,07	23,33	23,58	23,86
22	22,22	22,45	22,68	22,92	23,15	23,40	23,65	23,91	24,17	24,44	24,75	25
23	23,23	23,47	23,71	23,96	24,21	24,46	24,73	25	25,27	25,55	25,84	26,13
24	24,24	24,44	24,74	25	25,26	25,54	25,81	26,08	26,37	26,66	26,96	27,27
25	25,25	25,50	25,77	26,04	26,31	26,59	27,09	27,17	27,47	27,77	28,09	28,41
26	26,26	26,53	26,80	27,08	27,37	27,66	27,96	28,26	28,57	28,88	29,2	29,55
27	27,27	27,55	27,85	28,12	28,42	28,72	29,03	29,34	29,67	30	30,34	30,68
28	28,28	28,53	28,87	29,17	29,46	29,78	30,1	30,4	30,76	31,11	31,46	31,82
29	29,29	29,59	29,90	30,20	30,53	30,85	31,18	31,52	31,87	32,22	32,58	32,95
30	30,30	30,60	30,93	31,23	31,56	31,92	32,25	32,61	32,97	33,33	33,69	34,08

Tabelle 21.

ursprünglich r_f = 1—30% Trockengehalt hatten, nachdem entzogen sind.

Werden aus 100 Kilo Saft entnommen kg Wasser:													Ursprünglicher Trockenstoffgehalt des Saftes in %
13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
so enthält der Rest r_n % feste Bestandtheile:													r_f
1,15	1,16	1,18	1,19	1,20	1,22	1,23	1,25	1,27	1,29	1,30	1,31	1,33	1
2,3	2,32	2,33	2,36	2,44	2,44	2,47	2,5	2,53	2,56	2,59	2,63	2,67	2
3,45	3,49	3,52	3,57	3,62	3,66	3,7	3,75	3,79	3,85	3,90	3,95	4	3
4,6	4,65	4,7	4,76	4,82	4,87	4,94	5	5,06	5,13	5,19	5,26	5,33	4
5,74	5,81	5,88	5,95	6,02	6,09	6,17	6,25	6,33	6,43	6,49	6,58	6,66	5
6,89	6,98	7,05	7,14	7,23	7,31	7,40	7,5	7,59	7,69	7,79	7,84	8	6
8,05	8,14	8,24	8,33	8,43	8,54	8,64	8,75	8,86	8,94	9,09	9,21	9,33	7
9,2	9,3	9,4	9,52	9,64	9,74	9,88	10	10,12	10,26	10,38	10,52	10,66	8
10,35	10,47	10,56	10,71	10,84	10,98	11,1	11,25	11,37	11,55	11,68	11,85	12	9
11,49	11,63	11,76	11,9	12,04	12,19	12,35	12,5	12,65	12,86	12,97	13,13	13,33	10
12,64	12,79	12,92	13,20	13,25	13,41	13,58	13,75	13,83	14,10	14,28	14,47	14,66	11
13,79	13,95	14,11	14,29	14,46	14,63	14,81	15	15,19	15,39	15,58	15,79	16	12
14,94	15,11	15,28	15,47	15,66	15,85	16,04	16,25	16,45	16,66	16,88	17,11	17,33	13
16,09	16,28	16,47	16,66	16,86	17,08	17,28	17,5	17,72	17,95	18,18	18,42	18,66	14
17,23	17,44	17,64	17,85	18,06	18,28	18,51	18,75	18,97	19,29	19,46	19,74	19,99	15
18,4	18,6	18,8	19,04	19,28	19,48	19,76	20	20,24	20,52	20,76	21,04	21,32	16
19,54	19,77	19,99	20,24	20,46	20,73	20,99	21,25	21,52	21,79	22,08	22,37	22,66	17
20,70	20,94	21,12	21,41	21,68	21,96	22,2	22,5	22,75	23,10	23,36	23,70	24	18
21,84	22,09	22,35	22,62	22,88	23,19	23,45	23,75	24,05	24,36	24,69	25	25,33	19
22,98	23,25	23,53	23,8	24	24,38	24,69	25	25,30	25,72	25,95	26,32	26,66	20
24,14	24,42	24,75	25,08	25,3	25,61	25,92	26,25	26,58	26,91	27,50	27,63	28	21
25,29	25,58	25,85	26,19	26,5	26,83	27,16	27,5	27,87	28,20	28,57	28,95	29,33	22
26,44	26,74	27,06	27,38	27,71	28,05	28,39	28,88	29,11	29,49	29,87	30,26	30,66	23
27,5	27,9	28,22	28,57	28,92	29,26	29,62	30	30,36	30,77	31,16	31,5	32	24
28,74	29,07	29,41	29,77	30,12	30,49	30,86	31,25	31,64	32,05	32,47	32,89	33,33	25
29,89	30,33	30,57	30,95	31,32	31,70	32,09	32,5	32,91	33,33	33,77	34,21	34,66	26
31,03	31,4	31,76	32,14	32,52	32,92	33,33	33,75	34,18	34,61	35,07	35,50	36	27
32,18	32,56	32,94	33,33	33,73	34,15	34,57	35	35,44	35,9	36,36	36,84	37,33	28
33,33	33,72	34,12	34,52	34,94	35,36	35,86	36,25	36,72	37,18	37,66	38,16	38,66	29
34,47	34,88	35,28	35,70	36,12	36,57	37,03	37,5	37,95	38,58	38,92	39,48	39,99	30

Tabelle 21.

Procentgehalt an festen Stoffen r_u in Säften, die ihnen noch 1—38 % Wasser

Ursprünglicher Trockenstoffgehalt des Saftes in %	Werden aus 100 Kilo Saft entnommen kg Wasser:											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
r_f	so enthält der Rest r_u % feste Bestandtheile:											
1	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,08	1,09	1,10	1,11	1,12	1,14
2	2,02	2,04	2,06	2,08	2,11	2,13	2,15	2,17	2,20	2,22	2,25	2,27
3	3,03	3,06	3,09	3,13	3,16	3,19	3,23	3,26	3,30	3,33	3,37	3,41
4	4,04	4,08	4,12	4,17	4,21	4,26	4,30	4,35	4,40	4,44	4,49	4,55
5	5,05	5,10	5,15	5,21	5,26	5,32	5,38	5,43	5,49	5,55	5,62	5,68
6	6,06	6,12	6,19	6,25	6,32	6,38	6,45	6,52	6,59	6,66	6,74	6,82
7	7,07	7,13	7,21	7,29	7,36	7,45	7,53	7,6	7,69	7,77	7,8	7,95
8	8,08	8,16	8,25	8,34	8,42	8,52	8,60	8,7	8,79	8,88	8,98	9,09
9	9,09	9,18	9,27	9,37	9,48	9,57	9,67	9,78	9,89	9,99	10,11	10,23
10	10,10	10,20	10,31	10,41	10,52	10,64	10,75	10,87	10,99	11,11	11,23	11,36
11	11,10	11,22	11,34	11,46	11,57	11,70	11,82	11,95	12,08	12,22	12,36	12,5
12	12,12	12,24	12,37	12,5	12,63	12,77	12,90	13,04	13,19	13,33	13,49	13,64
13	13,13	13,26	13,40	13,54	13,68	13,82	13,98	14,13	14,28	14,44	14,60	14,77
14	14,14	14,26	14,43	14,58	14,73	14,89	15,05	15,20	15,38	15,55	15,55	15,91
15	15,15	15,30	15,46	15,61	15,78	15,96	16,12	16,31	16,48	16,66	16,84	17,04
16	16,16	16,32	16,49	16,68	16,84	17,04	17,2	17,4	17,58	17,77	17,94	18,18
17	17,17	17,35	17,52	17,70	17,89	18,08	18,28	18,48	18,68	18,88	19,20	19,32
18	18,18	18,36	18,54	18,74	18,96	19,14	19,34	19,56	19,78	20,00	20,20	20,46
19	19,19	19,39	19,59	19,78	20	20,21	20,43	20,65	20,88	21,11	21,35	21,59
20	20,20	20,40	20,62	20,82	21,04	21,28	21,5	21,74	21,98	22,22	22,46	22,73
21	21,21	21,44	21,65	21,88	22,1	22,34	22,58	22,82	23,07	23,33	23,58	23,86
22	22,22	22,45	22,68	22,92	23,15	23,40	23,65	23,91	24,17	24,44	24,75	25
23	23,23	23,47	23,71	23,96	24,21	24,46	24,73	25	25,27	25,55	25,84	26,13
24	24,24	24,44	24,74	25	25,26	25,54	25,81	26,08	26,37	26,66	26,96	27,27
25	25,25	25,50	25,77	26,04	26,31	26,59	27,09	27,17	27,47	27,77	28,09	28,41
26	26,26	26,53	26,80	27,08	27,37	27,66	27,96	28,26	28,57	28,88	29,2	29,55
27	27,27	27,55	27,85	28,12	28,42	28,72	29,03	29,34	29,67	30	30,34	30,68
28	28,28	28,53	28,87	29,17	29,46	29,78	30,1	30,4	30,76	31,11	31,46	31,82
29	29,29	29,59	29,90	30,20	30,53	30,85	31,18	31,52	31,87	32,22	32,58	32,95
30	30,30	30,60	30,93	31,23	31,56	31,92	32,25	32,61	32,97	33,33	33,69	34,08

XII. Wassergewicht, welches aus 100 Kilo Lauge zu verdampfen ist, um deren ursprünglichen Trockengehalt von r_f % auf den beabsichtigten höheren r_u % zu bringen.

Der Zweck der Verdampfungsanlagen ist meistens der, den ursprünglichen Gehalt einer Flüssigkeit an festen Stoffen (an Trockensubstanz) von r_f % durch Wasserverdampfung auf einen grösseren Gehalt r_u % zu erhöhen. Es fragt sich, wieviel Wasser dazu in jedem Fall verdampft werden muss.

Sind in 100 kg einer Flüssigkeit r_f kg feste Stoffe enthalten und sollen diese r_f kg in der eingedampften Flüssigkeit r_u % ausmachen, so ergiebt sich das Gewicht der eingedampften Flüssigkeit U aus:

$$r_f : U = r_u : 100 \qquad U = \frac{r_f \cdot 100}{r_u} \quad . \quad . \quad . \quad (98)$$

und das aus 100 kg Lauge zu verdampfende Wassergewicht ist:

$$100 - U = 100 - \frac{r_f \cdot 100}{r_u} = 100 \left(1 - \frac{r_f}{r_u}\right) . \quad . \quad . \quad . \quad (99)$$

und das aus W kg Lauge, welche r_f % feste Stoffe enthält, zu verdampfende Wassergewicht, um den Rest auf r_u % zu verdicken, ist:

$$W - U = W \left(1 - \frac{r_f}{r_u}\right) . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(100)}$$

Beispiel. 1000 Kilo Flüssigkeit mit ursprünglich $r_f = 10$ % Trockengehalt sollen so stark eingedampft werden, dass der Rest $r_u = 60$ % enthält, dann ist:

$$W - U = 1000 \left(1 - \frac{10}{60}\right) = 833 \text{ Kilo}$$

In der Tabelle 22 sind die Wassergewichte angegeben, welche aus 100 kg Lauge von $r_f = 1$—25 % Gehalt an Trockensubstanz verdampft werden müssen, um eingedickte Lauge von $r_u = 20$—70 % Trocken-Substanz zu erhalten.

Tabelle 22.

Wassergewicht, welches aus 100 Kilo Lauge zu verdampfen ist um deren ursprünglichen Trockengehalt von r_f% auf den beabsichtigten höheren r_u% zu bringen.

Ursprünglicher Gehalt der Flüssigkeit an festen Stoffen r_f %	Procentgehalt an festen Stoffen r_u% (Trockensubstanz), den die Flüssigkeit nach dem Eindampfen haben soll											
	20	22,5	25	27,5	30	32,5	35	40	45	50	60	70%
	Aus 100 Kilo Lauge ist dann zu verdampfen Wassergewicht in kg:											
1	95	95,6	96	96,4	96,7	96,9	97,2	97,5	97,8	98	98,4	98,6
2	90	91,2	92	92,8	93,8	93,8	94,3	95	95,6	96	96,7	99,1
3	85	86,7	88	89,1	90	90,8	91,43	92,5	93,3	94	95	95,7
4	80	82,3	84	85,8	86,7	87,7	88,6	90	91,1	92	93,4	94,3
5	75	77,8	80	81,8	83,3	84,6	85,8	87,5	88,9	90	91,8	92,9
6	70	73,4	76	78,2	80	81,6	83,3	85	86,7	88	90	91,4
7	65	68,4	72	74,5	76,7	78,4	80	82,5	84,5	86	89	90
8	60	64,5	68	70	73,3	75,4	77,4	80	82,3	84	87,3	88,6
9	55	60	64	67,2	70	72,3	75	77,5	80	82	85	87,1
10	50	55,6	60	63,7	66,7	69,3	71,5	75	77,8	80	83,3	85,7
11	45	51,2	56	60	63,3	66,2	68,6	72,5	75,6	78	82	84,1
12	40	46,7	52	56,4	60	63,1	66,6	70	73,4	76	80	82,8
13	35	42,3	48	52,7	56,7	60	62,9	67,5	71	74	79	81,4
14	30	37,8	44	49	53,3	56,8	60	65	68,9	72	77	80
15	25	33,4	40	45,4	50	53,8	57,3	62,5	66,7	70	75	78,6
16	20	29	36	41,8	46,7	50,8	54,4	60	64,5	68	73,4	77,1
17	15	24,5	32	38,2	43,3	48,3	51,4	57,5	62,3	66	71,7	75,7
18	10	20	28	34,6	40	44,6	50	55	60	64	70	74,3
19	5	15,6	24	31	36,7	41,6	45,7	52,5	57,8	62	68	72,9
20	—	11,2	20	27,3	33,3	38,5	43	50	55,8	60	67	71,4
21	—	6,7	16	23,7	30	35,4	40	47,5	53,4	58	65	70
22	—	2,3	12	20	26,7	32,3	37,2	45	51,1	56	63,4	68,6
23	—	—	8	16,3	23,3	29,3	34,3	42,5	48,9	54	61,7	67,2
24	—	—	4	12,8	20	26,2	31,5	40	46,6	52	60	65,8
25	—	—	—	1,8	16,7	23,1	28,5	37,5	44,5	50	58,3	64,4

XIII. Das Verhältniss der Heizflächen der Körper von Mehrkörper-Verdampf-Apparaten zu einander und ihre wirkliche Grösse.

Im Abschnitt X haben wir gesehen, in welchem Verhältniss die Verdampfungsleistungen (nicht die wirklichen Dampf-Entwickelungen, die wegen der Selbstverdampfung etwas grösser sind als jene) der einzelnen Körper der Mehrkörper-Verdampf-Apparate zu einander stehen und dass dieselben zwar abhängig sind von dem Wärmegefälle in jedem Körper und von dem Grade, bis zu dem die eingezogene Flüssigkeit eingedickt werden soll, dass sie aber für die verschiedensten Fälle nicht sehr von einem gewissen mittleren Maass abweichen. Diese mittleren Verdampfungsleistungen waren (Seite 84):

im Duble-Effet:

$$D_1 : d_2 = 1 : 1{,}045,$$

im Triple-Effet:

$$D_1 : d_2 : (d_3 + \sigma_3) = 1 : 1{,}0075 : 1{,}138,$$

im Quadruple-Effet:

$$D_1 : d_2 : (d_3 + \sigma_3) : (d_4 + \sigma_4 + \lambda_4) = 1 : 1{,}0055 : 1{,}109 : 1{,}196.$$

Sind H_1, H_2, H_3, H_4 die Heizflächen der Körper in Quadratmetern, ϑ_{m_1}, ϑ_{m_2}, ϑ_{m_3}, ϑ_{m_4}, die mittleren Temperatur-Differenzen zwischen Dampf und Flüssigkeit, k_1, k_2, k_3, k_4, die Transmissions-Koefficienten (welche die Zähflüssigkeit, die Dampfspannung, die Art und Form der Heizfläche und alle anderen beeinflussenden Umstände berücksichtigen) und c die Verdampfungswärme von 1 kg Dampf, so entwickelt der erste Körper D_1 Kilo Dampf:

$$D_1 = \frac{H_1 \vartheta_{m_1} k_1}{c_1}$$

und die für den ersten Körper erforderliche Heizfläche ist:

$$H_1 = \frac{D_1 c_1}{\vartheta_{m_1} k_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (101)$$

So entsteht für den Quadruple-Effet nach dem Früheren das Verhältniss:

$$1 : 1{,}0055 : 1{,}109 : 1{,}196 = \frac{H_1 \vartheta_{m_1} k_1}{c_1} : \frac{H_2 \vartheta_{m_2} k_2}{c_2} : \frac{H_3 \vartheta_{m_3} k_3}{c_3} : \frac{H_4 \vartheta_{m_3} k_3}{c_4} \quad . \quad (102)$$

und hieraus:

$$H_1 : H_2 : H_3 : H_4 = \frac{1 \cdot c_1}{\vartheta_{m_1} k_1} : \frac{1{,}0055\, c_2}{\vartheta_{m_2} k_2} : \frac{1{,}109\, c_3}{\vartheta_{m_3} k_3} : \frac{1{,}196\, c_4}{\vartheta_{m_4} k_4} \quad . \quad . \quad (103)$$

Wenn wir nun die Vernachlässigung begehen, die verschiedenen Werthe für c_1, c_2, c_3, c_4 einander gleich zu setzen, obgleich sie von 637—618 schwanken können, wodurch nur ein geringer Grad von Ungenauigkeit erzielt wird und ferner (für den ersten Körper) die Werthe $H_1 = 1$ und $k_1 = 1$ nennen, indem wir die anderen Werthe von H und k als deren aliquote Theile ausdrücken, da wir ja nur das Verhältniss der Heizflächen zu einander bestimmen wollen, so ist:

$$k_1 = 1 \quad k_2 = \alpha_2 k_1 \quad k_3 = \alpha_3 k_1 \quad k_4 = \alpha_4 k_1$$

und es lautet das Verhältniss der Heizflächen zu einander:

$$\frac{H_1}{H_1} : \frac{H_2}{H_1} : \frac{H_3}{H_1} : \frac{H_4}{H_1} = 1 : \frac{\vartheta_{m_1}\, 1{,}0055}{\vartheta_{m_2}\, \alpha_2} : \frac{\vartheta_{m_1}\, 1{,}109}{\vartheta_{m_3}\, \alpha_3} : \frac{\vartheta_{m_1}\, 1{,}196}{\vartheta_{m_4}\, \alpha_4} \quad (104)$$

Wäre das Verhältniss, in dem die Transmissions-Koefficienten k in den verschiedenen Körpern zu einander stehen, bekannt, so könnte man unter Annahme der in jedem Körper beabsichtigten Temperatur-Differenz das Verhältniss der Heizflächen aus Gleichung (104) ableiten.

Die Transmissions-Koefficienten k sind aber zunächst nicht bekannt; sie hängen ab von der Dicke der Flüssigkeit, von der Konstruktion des Apparates und seiner Details, von der Vollkommenheit, mit der die Luft abgezogen wird, von der Weite der Heizrohre, davon, ob der Dampf in den oder um die Rohre wirkt, von der absoluten Grösse der Heizflächen, von dem Zustande ihrer Reinheit, endlich aber auch von der effektiven Spannung des Heizdampfes in jedem Körper. Denn während Dampf von höherer Spannung etwa von 1 Atmosphäre und mehr bestrebt ist, die durch Kondensation an der Heizfläche entstandene Spannungsverminderung schnell auszugleichen und an die Fläche strömt, ist der schwach gespannte Dampf hierzu nur wenig geneigt, er ruht viel träger im Heizraum und man saugt ihn oft durch die sogenannten Ammoniakrohre an, um ihn schneller an die Heizfläche zu führen.

Alle diese verschiedenen Umstände bewirken, dass die Transmissions-Koefficienten bei jedem Apparat für jeden Körper andere sind, und es fehlen zur Zeit auch hinreichend genaue Bestimmungen desselben an Betriebs-Apparaten. Beobachtungen, an Apparaten im Betriebe gemacht, sind selten ganz zuverlässig, weil die Instrumente (Thermometer, Vakuummeter, seltener die Spindeln) oft nicht ganz richtig zeigen und weil der jeweilige Einfluss der In-

krustation unbekannt bleibt. Wenn wir nun doch die aus einer Anzahl solcher Beobachtungen bestimmten Transmissions-Koefficienten hier angeben, so geschieht es der Noth gehorchend mit aller Reserve und nur zu dem Zweck, um eine ungefähre Vorstellung zu bilden.

Aus Versuchen von Dr. H. Claassen an einem Triple-Effet einer Zuckerfabrik (Zeitschrift des Ver. f. Rübenzucker-Industrie 1893, März) und aus anderen in solchen Fabriken gemachten Aufzeichnungen würden sich bei Zuckersäften die Transmissions-Koefficienten k zu einander etwa verhalten:

im	I.	II.	III.	IV. Körper
des Duble-Fffet:	1 : 0,66 :	—	:	—
des Triple-Fffet:	1 : 0,70 :	0,33 :		—
des Quadruple-Fffet:	1 : 0,91 :	0,75 :	0,55	

Wären diese Zahlen für mittlere Verhältnisse einigermaassen zuverlässig, und wollte man, dass die Temperatur-Differenz in allen Körpern dieselbe sein soll, so würden ihre Heizflächen sich verhalten müssen (Gleichung 104)

im Duble-Effet wie $1 : \frac{1{,}045}{0{,}66} = 1 : 1{,}58$

im Triple-Effet wie $1 : \frac{1{,}0075}{0{,}70} : \frac{1{,}138}{0{,}33} = 1 : 1{,}44 : 3{,}414$

im Quadruple-Effet wie $1 : \frac{1{,}0055}{0{,}91} : \frac{1{,}109}{0{,}75} : \frac{1{,}196}{0{,}55} = 1 : 1{,}105 : 1{,}48 : 2{,}175$

Wünscht man aber, dass die Heizflächen aller Körper einander gleich sein sollen, so würden sich die Temperatur-Differenzen (das Temperaturgefälle) so zu einander verhalten müssen, wie wir es eben für die Heizflächen ausgerechnet haben.

Beispiel. Wäre die gesammte zur Verfügung stehende Temperatur-Differenz = 50°, so würden sich auf die einfachste Weise auf Grund der oben angeführten Verhältnisse für die Apparate mit gleichen Heizflächen folgende Temperatur-Differenzen für jeden Körper ergeben:

	I.	II.	III.	IV. Körper
im Duble-Effet	19,3°	30,7°	—	—
im Triple-Effet	8,55°	12,31°	29,18°	—
im Quadruple-Effet	8,68°	9,59°	12,845°	18,88°

Da dickere, trägere Flüssigkeiten, wie sie in den späteren Körpern, und besonders im letzten Körper immer vorhanden sind, erst durch grössere Temperatur-Differenzen zu lebhafterem Waller

und damit zu schnellerer Wärme-Aufnahme zu bringen sind, so ist es im Interesse einer grösseren Wirkung der letzten Heizflächen und damit auch der ersteren entschieden vortheilhafter, nicht die Heizflächen wohl aber die Temperatur-Differenzen in diesen Körpern zu vergrössern. Es ist durchaus vorzuziehen, die späteren Körper höchstens ebenso gross wie den ersten anzuordnen, vielleicht sogar sie etwas zu verkleinern. Keinesfalls aber soll man die Heizflächen der letzten Körper grösser als die der ersten Körper wählen, wenn nicht besondere Gründe dafür vorliegen.

Der Bequemlichkeit der Fabrikation und der Aufstellung wegen mag man zunächst alle Körper gleich gross machen, dann aber muss man zum ersten Körper soviel Heizfläche hinzuthun, als nöthig ist, um den etwa kalt eintretenden Saft auf die Temperatur dieses Körpers zu bringen. Wenn Extradampf einem oder mehreren Körpern soll entzogen werden, so muss man diesem Körper soviel mehr Heizfläche geben, als für die Erzeugung des Extradampfes nöthig ist, und dann muss man die entsprechende Vergrösserung auch den vorhergehenden Körpern hinzufügen.

Beispiel. Aus 1250 Liter Saft (wir nehmen an, dies sei = 1250 kg) sollen 1000 Liter Wasser in einem Quadruple-Effet-Apparat verdampft werden. Die ursprüngliche Temperatur des Saftes ist 30° unterhalb der Siedetemperatur des ersten Körpers. Es sollen aus dem ersten und aus dem zweiten Körper je 100 kg Extradampf abgezogen werden.

Um 1250 kg Saft, dessen spec. Wärme = 1 sei, um 30° zu erwärmen, muss man ihm im ersten Körper ($1250 \cdot 30 = 37500$ Kal.) d. h. ebensoviel Kalorien zuführen, als wenn man $\frac{37500}{540} = 70$ kg Wasser zu verdampfen hätte.

Ferner sollen aus dem ersten Körper 100 kg Extradampf abgenommen werden, welche ihm also gleichfalls zugeführt werden müssen.

Wenn der zweite Körper auch noch 100 kg Extradampf hergeben soll, so müssen dazu nach Tabelle 17 (Duble-Effet, Eindickung bis auf 1/4) im ersten Körper $\frac{100}{1{,}042} = 96{,}06$ kg Dampf entwickelt werden.

Durch Extradampf und durch die dazu nothwendige Verdampfung werden dem Saft $100 + 100 + 96{,}96 = 296{,}96$ kg Wasser entzogen, und es bleiben $1000 - 296{,}96 = 703{,}04$ kg regelmässig im Quadruple-Effet zu verdampfen.

Dies leisten die einzelnen Körper nach Tabelle 17 (Seite 83) im Verhältniss von:

1 : 1,16 : 1,215 : 1,375 (zusammen = 4,75).

Da in diesem Fall: $\frac{703{,}04}{4{,}75} = 148$ ist, so müssen die einzelnen Körper leisten:

148 : 171,68 : 179,82 : 203,54 kg. Zus. = 703,04 Kilo Wasserverdampfung.

Die wirkliche Dampf-Produktion ist also:

	im: I.	II.	III.	IV.	Körper
für Safterwärmung:	70	—	—	—	kg
für Extradampf:	100	—	—	—	»
für Extradampf:	96,96	100	—	—	»
regelmässig:	148	171,68	179,82	203,54	»
zusammen:	414,96	271,68	179,82	203,54	kg

= Zus.: 1070,00 kg

Die Selbstverdampfung beträgt im Duble-Effet (Extradampf) für 100 Liter Saft (d. i. für 75 Liter Wasser) $s_2 = 3{,}95$ kg (Seite 79),

$$\text{also hier: } \frac{196{,}96 \cdot 3{,}95}{75} = 10{,}37 \text{ Kilo}$$

beim Quadruple-Effet (regelmässig) für 100 Liter Saft (Seite 83):

$$s_2 = 1{,}77 \quad s_3 = 1{,}46 \quad s_4 = 2{,}35$$

also hier:

$$s_2 = \frac{703{,}04 \cdot 1{,}77}{75} = 16{,}30 \qquad s_3 = \frac{703{,}04 \cdot 1{,}46}{75} = 13{,}68$$

$$s_4 = \frac{703{,}04 \cdot 2{,}35}{75} = 22{,}02.$$

Die durch die Heizfläche zu bewirkende Verdampfung ist daher:

414,96—255,38—166,14—181,52 kg.

Wenn wir nun, um bei den späteren Körpern grössere Temperatur-Differenzen zu erzielen, wie wir es ja auch bei der Erforschung des Koefficienten k aus den Versuchen gethan haben, annehmen, dass 1 qm Heizfläche in jedem Körper fast dasselbe leistet, derart, dass die späteren Körper die ihnen aufgebürdete Mehrleistung, welche in der Natur der Sache liegt, auf Grund ihres grösseren Temperaturgefälles übernehmen können, so thun wir recht daran. Die effektive Leistung ist allerdings bei verschiedenen Apparaten nach Konstruktion und Umständen verschieden. Setzen wir für den vorliegenden Fall voraus, dass jeder Quadratmeter Heizfläche in 1 Stunde 20 kg Dampf entwickelt, so ergeben sich folgende Heizflächen:

I. Körper: für Erwärmung $\frac{70}{20}$ . . . . . = 3,5 qm

für Entwickelung von 100 kg Extradampf $\frac{100}{20}$ = 5 »

für die 96,96 kg Dampf zur Produktion von Extradampf im II. Körper:

$$\frac{96{,}96}{20} \ldots = 4{,}848 \text{ qm}$$

für die regelmässige Verdampfung im Quadruple-Effet: $\frac{703{,}04}{4 \cdot 20} \ldots = 8{,}79$ »

I. Körper zusammen: . . . . . 22,138 qm

II. Körper: $\frac{100}{20} + \frac{703{,}04}{4 \cdot 20} \ldots = 13{,}79$ qm

III. Körper: $\frac{703{,}04}{4 \cdot 20} \ldots = 8{,}790$ »

IV. Körper: $\frac{703{,}04}{4 \cdot 20} \ldots = 8{,}790$ »

Zusammen 53,508 qm

Das Gewicht an Wasser, welches 1 Quadratmeter Heizfläche in Mehrkörper-Verdampf-Apparaten in 1 Stunde verdampft, kann allgemein gültig nicht angegeben werden, da es aus all den aufgeführten Gründen, die sich nicht gut in den Rechnungen zum Ausdruck bringen lassen, sehr verschieden ist. Man muss sich darauf beschränken, Zahlen aus der Erfahrung zu nehmen. Von Flüssigkeiten, die der Verdampfung keine Schwierigkeiten bereiten, verdampfen gewöhnliche stehende Verdampf-Apparate mit messingenen Heizrohren von 1000 und mehr Millimeter Länge:

im Einzelkörper: 70—80 Liter Wasser pro 1 Stunde und 1 qm
im Duble-Effet: 30—36 „ „ „ „ „ „ „ „
im Triple-Effet: 20—25 „ „ „ „ „ „ „ „
im Quadruple-Effet: 18—21 „ „ „ „ „ „ „ „

Dieselben Apparate mit niedrigem Saftstand etwa 10 % mehr.

Apparate mit weiten horizontalen Heizrohren ebenso.

Apparate mit engen horizontalen Heizrohren etwa 15 % mehr.

Eiserne Heizrohre setzen die Leistung um 10—15 % herab, besonders wegen ihrer stärkeren Inkrustation.

Riesel-Apparate leisten nicht mehr als solche mit niedrigem Saftstand.

Manche Stoffe verdampfen sehr schwer, und dann ist die Leistung von 1 qm Heizfläche auch sehr viel geringer.

XIV. Von dem Druck, den Dampf- und Luftströme auf frei schwebende Wassertropfen ausüben.

Von verdampfenden Flüssigkeiten werden stets grössere oder geringere Mengen, besonders auch viele Tropfen über die wallende Oberfläche geschleudert. Der mit den Tropfen zugleich aufsteigende Dampfstrom übt dann auf diese einen treibenden, hebenden oder hemmenden Druck aus, derart, dass sie bisweilen sehr hoch in den Kochgefässen aufsteigen, ja ganz aus diesen springen und zu Verlusten Anlass geben, welche man vermeiden möchte.

Oft, besonders in den Kondensatoren und Kühl-Apparaten bildet man absichtlich fein vertheilte Strahlen- oder tropfenförmige Flüssigkeitstheile, auf welche dann die absichtlich oder naturgemäss entstehenden Dampf- oder Gasströme bewegenden Einfluss ausüben.

Um die Apparate in dieser Richtung zweckmässig anzuordnen, muss man die Art dieser Einflüsse kennen.

Da nun die Wirkung eines Dampfstromes auf Tropfen bedingt wird durch den Druck, den er auf diese ausübt, und weil dieser Druck von der Geschwindigkeit und der Dichte des Luft- und Dampfstromes abhängt, so wollen wir versuchen, im Folgenden die Wirkung von Gas und Dampf verschiedener Dichte, Geschwindigkeit und Richtung auf Tropfen verschiedener Grösse festzustellen.

Wir müssen dabei allerdings betonen, das mangels bekanntgewordener exakter Versuche in dieser Richtung die folgenden Betrachtungen sich nur auf einige fremde, nicht ganz die vorliegenden Umstände betreffenden Versuche (Grashof, Theoretische Maschinenlehre, Bd. I) und eigene unvollkommene Beobachtungen stützen und daher nur als ein Versuch angesehen werden können.

Der Druck, den ein unbegrenzter Dampfstrom, dessen Geschwindigkeit nicht grösser als 10 m ist, auf eine ebene zu seiner Richtung vertikale Fläche von 0,1 bis 4 qm ausübt, ist:

$$D = \psi \cdot \gamma_l \cdot Q \cdot \frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (105)$$

worin bedeutet: D = den Druck in kg,
Q = die ebene Fläche in qm,
γ_l = das Gewicht von 1 cbm Luft in kg,
v = die relative Geschwindigkeit zwischen Luft und Ebene in Metern,
g = die Beschleunigung der Schwere = 9,81,
ψ = einen Zahlen-Koefficienten.

Dieser Zahlen-Koefficient ist nach Grashof abhängig von der Grösse der Fläche, und zwar ist:

für Flächen von Q = 0,1 —0,25—0,5 —1 —2 —4 qm

ψ = 1,86—2,04—2,18—2,34—2,51—2,69.

Das sind dieselben Werthe, die auch für den Druck bewegten Wassers auf ebene Flächen gelten.

Für Kugeln von 100—200 mm Drm, welche sich im Wasser bewegen, ist nach Piobert, Hutton, Borda, (Grashof) im Mittel:

$$\psi = 0{,}54 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (106)$$

Nach Versuchen von Didion mit Geschützkugeln von 120 bis 150 mm Drm, die sehr schnell die Luft durcheilen, ist:

$$\psi = 0{,}43\ (1 + 0{,}0023 \cdot v) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (107)$$

was für Geschwindigkeiten von 10—50 m im Mittel ergeben würde $\psi = 0{,}4597$.

Erwägend, dass ψ mit abnehmender Fläche gleichfalls abnimmt, daher für ebene Flächen, die kleiner als 0,1 qm sind, noch erheblich kleiner als 1,86 ausfallen wird, und ferner bedenkend, dass dieser Koefficient für Wasser und Luft erfahrungsmässig sehr wenig von einander abweicht, wählen wir zur Bestimmung des Druckes, den Luft auf Wassertropfen von 0,25—10 mm Drm ausübt, für ψ den Werth 0,6, indem wir der Ansicht sind, das diese Zahl schon eine erhebliche Sicherheit enthält.

Der Druck der Luft auf schwebende Tropfen wäre demnach:

$$D = 0{,}6\ \gamma_l \cdot Q \cdot \frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(108)}$$

und:

$$v = \sqrt{\frac{D \cdot 2 \cdot g}{0{,}6 \cdot \gamma_l \cdot Q}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(109)}$$

Wir nehmen im Folgenden an, dass diese Gleichungen ebenfalls für solche Gase und Dämpfe gelten, die schwerer oder leichter als Luft sind, wenn für γ_l das Gewicht dieser Gase eingesetzt wird, obgleich wir aus mehreren bekannten Thatsachen glauben den Schluss ziehen zu müssen, dass in Wirklichkeit die Drucke der Dampfströme auf Tropfen kleiner als die nach den Gleichungen (108) und (109) ausgerechneten sind.

Ein Flüssigkeitstropfen ist kugelförmig, wenn Kräfte auf ihn gleichmässig wirken; aber wenn ungleiche Drucke auf ihn ausgeübt werden, wie es durch einseitige Luft- und Dampfströme geschieht, so wird er auf der Druckseite abgeplattet werden, auch wird sein Durchmesser dadurch etwas wachsen können. Diese Umstände, die

sich der einfachen mathematischen Rechnung entziehen, müssen wir vernachlässigen, jedoch in Betracht nehmen, dass sie den Druck auf den Tropfen vergrössern, d. h. dass schon eine geringere Geschwindigkeit dazu gehört, den Druck auf den Tropfen gleich einem aliquoten Theil seines Gewichtes zu machen.

Nach der Gleichung (109) ist die Tabelle 23 berechnet, in der die Geschwindigkeiten angegeben sind, welche Ströme von Kohlensäure, Luft und Dampf von 100^0—10^0 haben müssen, um auf Tropfen von 0,1—10 mm Drm Drucke auszuüben gleich deren einfachem und doppeltem Gewicht. Handelt es sich um Tropfen von Flüssigkeiten, die leichter oder schwerer als Wasser sind, so müssen diese Geschwindigkeiten kleiner oder grösser sein und lassen sich in jedem Fall durch die Gleichung (108) berechnen, wenn man für D das Gewicht der Tropfen der betreffenden Flüssigkeit setzt.

Die Tabelle 23 ist mit Vorsicht zu gebrauchen, denn wahrscheinlich sind die wirklich nöthigen Dampfgeschwindigkeiten, um die Drucke g und 2g zu erzeugen, grösser als die Tabelle 23 angiebt; aber dennoch ersieht man aus derselben zwei Dinge:

1. Je kleiner der Wassertropfen, desto kleiner ist auch die Dampfgeschwindigkeit, die einen seinem Gewicht gleichen Druck auf ihn ausübt.

2. Je kleiner die Spannung der Luft oder des Dampfes, um so grösser muss die Geschwindigkeit sein, die einen dem Tropfengewicht gleichen Druck auf ihn ausübt.

Oder: Je geringer die Spannung und Geschwindigkeit der Dampf- und Luftströme, desto kleiner können die schwebenden Tropfen sein, ohne der Gefahr des Mitgerissenwerdens zu unterliegen.

Das Volumen des Dampfes und also seine Geschwindigkeit in dem gleichen Querschnitt des Apparates nimmt ungefähr einfach proportional mit der steigenden Luftleere zu (d. h. ungefähr umgekehrt proportional dem absoluten Druck). Der Druck auf den Tropfen aber und damit die Gefahr für sein Mitgehen mit dem Dampf nimmt mit dem Quadrat dieser Geschwindigkeit zu.

Aus dieser Erkenntniss muss man den Schluss ziehen, dass die Querschnitte der Apparate, in denen schwebende Wassertropfen von entgegenkommenden Dampfströmen nicht mitgerissen werden sollen, stets für die grösste zu erwartende Luftleere (d. h. für den kleinsten zu erwartenden absoluten Druck) bestimmt werden müssen.

Tabelle 23. Geschwindigkeiten der Ströme von Kohlensäure, diese Stoffe auf Wassertropfen von 0,1—10 mm Drm Drucke ausüben, die

Tropfen-Durchmesser in mm			0,10	0,25	0,50
„ -Inhalt in cbmm			0,0005233	0,00819	0,0655
„ -Querschnitt Q in mm . . .			0,00785	0,049	0,196
Verhältniss: $\frac{\text{Gewicht}}{\text{Fläche}} = \frac{G \text{ in Kilo}}{Q \text{ in qm}}$.			0,0666	0,168	0,334
$\frac{P}{Q}\frac{2 \cdot g}{0,6} =$			2,1778	5,493	10,922
			Gas- und Dampf-Geschwindigkeit wenn ihr Druck		
Kohlensäure	0° $\gamma = 1,873$	Atm Druck	1,04	1,66	2,35
Luft von	15° $\gamma = 1,225$	„	1,33	2,11	2,98
Dampf von	100° $\gamma = 0,6059$	„	1,89	3	4,24
		Vakuum			
„ „	90° $\gamma = 0,42829$	235 mm	2,25	3,6	5,01
„ „	80° $\gamma = 0,29582$	406 „	2,71	4,3	6,07
„ „	70° $\gamma = 0,19928$	527 „	3,3	5,2	7,4
„ „	60° $\gamma = 0,13114$	612 „	4,08	6,44	9,1
„ „	50° $\gamma = 0,08336$	668 „	5,19	8,1	11,4
„ „	45° $\gamma = 0,06576$	689 „	5,74	9,1	12,8
„ „	40° $\gamma = 0,05119$	706 „	6,5	10,3	14,59
„ „	35° $\gamma = 0,03975$	720 „	7,4	11,74	16,55
„ „	30° $\gamma = 0,03086$	729 „	8,4	12	18,8
„ „	25° $\gamma = 0,02320$	737 „	9,6	15,36	21,7
„ „	20° $\gamma = 0,01753$	743 „	11,1	17,69	24,96
„ „	15° $\gamma = 0,01319$	747 „	12,8	20,4	28,70
„ „	10° $\gamma = 0,00951$	754 „	15,1	24	33,5
			Gas- und Dampf-Geschwindigkeit wenn ihr Druck		
Dampf	100°	Atm Druck	2,67	4,2	6
		Vakuum			
„	90°	235 mm	3,18	5,1	7,14
„	80°	406 „	3,82	6,1	8,6
„	70°	527 „	4,68	7,4	10,4
„	60°	612 „	5,70	9,1	12,9
„	50°	668 „	7,35	11,4	16,18
„	45°	689 „	8,12	12,9	18,2
„	40°	706 „	9,2	14,6	20,6
„	35°	720 „	10,4	16,6	23,4
„	30°	729 „	11,8	17,0	26,60
„	25°	737 „	13,7	21,7	30,61
„	20°	743 „	15,78	25	35,7
„	15°	747 „	18,16	28,8	40,8
„	10°	751 „	21,35	32,5	48

Luft und Dampf verschiedener Spannung, bei denen gleich sind dem einfachen und dem doppeltem Gewicht der Tropfen. Tabelle 23.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,525	4,2	14,15	33,6	65,4	113	179	271	382	525
0,785	3,14	7,1	12,6	19,6	28,3	38,5	50,2	63,6	78,5
0,668	1,337	2,0	2,666	3,336	4,0	4,65	5,4	6,0	6,688
21,844	43,71	65,4	87,17	109,08	130,8	152,05	176,58	196,2	218,69

gleich dem einfachen Tropfengewicht sein soll:

3,31	4,69	5,74	6,63	7,41	8,12	8,77	9,38	9,95	10,5
4,22	5,95	7,3	8,42	9,43	10,3	11,1	11,9	12,6	13,3
6	8,48	10,3	12	13,4	14,66	15,84	17	18	19
7,14	10,09	12,3	14,14	15,96	17,46	18,84	20,2	21,4	22,5
8,6	12,12	14,8	17,18	19,2	21	22,67	24,4	25,7	27,2
10,4	14,78	18,1	20,9	23,4	25,6	27,63	29,6	31,3	33,1
12,9	18,24	22,3	25,8	28,86	31,57	34	36,8	38,4	40,8
16,18	22,89	28	32,2	36	39	42,7	46	48,5	51,2
18,2	25,80	31,6	36,3	40,8	44	48,1	51,6	54,2	57,7
20,6	29,2	35,5	42	46,2	50,5	54,5	59,7	62	65,4
23,4	33,5	40,5	47	52,4	57,2	61,85	66,70	70,2	74,2
26,6	38	46	53,2	59,5	65	70,2	75,7	79,7	84,2
30,61	43,2	53,2	61,2	69,1	75	80,95	87,5	91,8	97,1
35,7	50	61,1	70,6	78,9	86,5	93,3	100	105,8	112
40,8	57,8	70	81,5	91	99,5	107,2	114	121,8	128
48,0	68	83	96	106,7	117	126,4	136	143,5	155

gleich dem doppelten Tropfengewicht sein soll:

8,48	12	14,6	16,97	18,97	20,76	22,38	24,1	25,4	26,8
10,09	14,14	17,4	20,2	22,58	24,7	26,64	28,7	30,2	32
12,12	17,18	21	24,08	27,1	29,7	32	34,2	36,4	38,4
14,78	20,9	25,6	29,59	33	36,8	39	42	43,4	47,2
18,24	25,8	31,6	36,4	40,8	44,8	48,1	52	54,3	57,7
22,9	32,2	39,2	45,6	51,1	54,6	60,4	65	68,5	72,4
25,7	36,3	44,7	51,6	57,7	63	68	73,2	77,5	81,6
29,2	42	50,5	58,5	65,3	71,8	77	83,9	87,5	92,4
33	47	57,3	66,6	74	81	87,5	94,2	99,5	104,8
37,4	53,2	65,2	75,4	84	92	99,75	107	112,6	118,7
43,3	61,2	75,3	86,7	97	106	114,4	123	130	137,0
50	70,6	86,5	100	111	122	131,9	141	149,6	158
57,5	81,5	99	114,8	128	140	151,6	163	172,3	182
67,5	96	117	135,6	151	165	178,8	193	203	220

XV. Von den Wegen schwebender Wassertropfen, auf die Dampfströme drücken.

A. Vertikaler Dampfstrom auf fallende Tropfen.

Wir wollen nun zunächst untersuchen, welchen nach oben gerichteten Druck Dampfströme auf fallende Tropfen ausüben dürfen, ohne diese nach oben mitzuführen.

Wenn ein Tropfen sich von einem festen Punkt im luftleeren Raum loslöst und fällt, so findet man seine Geschwindigkeit v nach der Fallzeit t und den zurückgelegten Weg s aus den bekannten Gleichungen:

$$v = g\,t = \sqrt{2\,g\,h} \qquad h = \frac{g}{2}\,t^2 = \frac{v^2}{2\,g} \qquad t = \frac{v}{g} = \sqrt{\frac{2\,h}{g}} \quad (110)$$

in welchen g die Attraktion der Erde = 9,81 und h die Fallhöhe in Metern bedeutet.

Dadurch, dass die Erdattraktion dem Tropfen im ersten Moment eine ganz kleine Geschwindigkeit ertheilt, und im zweiten, dritten und vierten Moment dieser ersten kleinen Geschwindigkeit eine zweite, dritte, vierte ebensolche kleine Geschwindigkeit hinzufügt, die sich zu der ersten addirt, nimmt die Gesammtgeschwindigkeit des Tropfens gleichmässig zu und erreicht nach einer Sekunde 9,81 m, nach der zweiten Sekunde 2. 9,81 = 19,62 m etc.

Die nach der ersten Sekunde erreichte Fallgeschwindigkeit nennt man die Beschleunigung der Schwere und bezeichnet sie mit dem Buchstaben g; g = 9,81 m.

Jeder auf einen Tropfen in irgend einer anderen Richtung ausgeübte konstante Druck ertheilt ihm natürlich auch eine beschleunigte Bewegung in dieser Richtung, und diese Beschleunigung ist direkt proportional diesem Druck, weil die Masse des Tropfens die gleiche bleibt. Ist der konstante Gas- oder Dampfdruck gleich dem Gewicht des Tropfens, so ist die Beschleunigung, die er dem Tropfen in seiner Wirkungsrichtung ertheilt, auch gleich der Beschleunigung der Schwere = g = 9,81 m. Ein Druck auf den Tropfen, der x mal so gross als sein Gewicht ist, ertheilt ihm auch in seiner Richtung eine x mal so grosse Beschleunigung als die Schwere.

Kennt man also den Druck, den ein Luft- oder Dampfstrom auf einen Tropfen ausübt, so kennt man auch die Beschleunigung, die dieser Druck ihm ertheilt. Ist das Gewicht des Tropfens = G und der Druck = D, so ist die Beschleunigung durch den Druck

$$= g_1 = \frac{D}{G} \cdot g$$

Nachdem dies klar gestellt ist, wollen wir nun die Bewegung der Tropfen verfolgen, wenn in ihrer oder gegen ihre Bewegungsrichtung oder in einem Winkel zu derselben Luft- und Dampfströme eilen, die bekannte Drucke auf sie ausüben.

Wir wählen für diese Betrachtung diejenigen Fälle, welche bei Verdampf-Apparaten und Kondensatoren vorkommen können, um aus den gewonnenen Resultaten Unterlagen für die Abmessungen dieser Apparate zu gewinnen.

Fällt ein Tropfen lothrecht in einen senkrecht aufsteigenden, gleichmässigen Dampfstrom, dessen Druck auf den Tropfen kleiner als das Tropfengewicht ist, so geschieht der Fall mit zunehmender Geschwindigkeit aber abnehmender Beschleunigung so lange, bis die Summe der Geschwindigkeiten des Dampfes v_d und des Tropfens v_t einen Druck auf den Tropfen entstehen lässt, der gleich seinem Gewicht ist. Die Summe der beiden Geschwindigkeiten $v_d + v_t = v$ ist aus der Gleichung (109) zu berechnen und aus der Tabelle 23 für Dampf von bekannter Spannung und Geschwindigkeit zu ersehen. Hieraus folgt ohne Weiteres die Geschwindigkeit des Tropfens allein für diesen Moment durch Subtraktion $v_t = v - v_d$, sodass dann v_d und v_t bekannt sind.

Die Fallhöhe des Tropfens für den Moment, in dem der Gegendruck gleich seinem Gewicht ist, ergiebt sich aus der Gleichung $v_t = \sqrt{2\, g_1\, h}$, in welcher g_1 variabel ist.

Ist der Dampfdruck auf den Tropfen oben D, unten G, so ändert sich g_1 beim Fallen

$$\text{von } g_1 = \frac{G - D}{G}\, g \text{ in } g_1 = \frac{G - G}{G}\, g = 0$$

und zwar nach einer Funktion von v. Obgleich es nicht genau zutrifft, erhält man doch eine ziemlich richtige Vorstellung, wenn man annimmt, g_1 sei im Mittel $= \frac{G - D}{2 \cdot G}\, g$, woraus sich ergiebt, dass

die Höhe h, die der Tropfen durchfallen haben muss, bis er seine grösste Geschwindigkeit erreicht hat, etwa ist:

$$h = \frac{v_t^2}{\frac{G - D}{2G} \cdot g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (111)$$

Ist der Tropfen so weit gefallen, so müsste er in dem gleichmässigen Dampfstrom theoretisch mit gleichmässiger Geschwindigkeit ohne Beschleunigung weiter fallen; allerdings wird in Wirklichkeit die Reibung diese Geschwindigkeit beeinflussen.

Hat der dem Tropfen von unten entgegenströmende Dampf nicht eine gleichmässige Geschwindigkeit, sondern ist diese unten gross und oben im Fallpunkt des Tropfens $= 0$, also nach oben hin abnehmend, so hängt die Höhe, bis zu welcher der Tropfen gefallen sein muss, um seine grösste Geschwindigkeit zu erreichen, von dem Gesetz ab, nach dem die Dampfgeschwindigkeit abnimmt, und von der Länge des Weges, auf dem die Abnahme stattfindet.

Bei den Gegenstrom-Kondensatoren ist dieser Weg gleich der Höhe des Kondensators vom Dampfeintritt bis zur Einspritzwasservertheilung. Die Abnahme der Geschwindigkeit findet ungleichmässig unten langsamer als oben statt und folgt ungefähr dem in Abschnitt 1 erörterten Gesetz. Aber alle beeinflussenden Faktoren könnten in die Rechnung nur hypothetisch eingeführt werden, und daher unterlassen wir letztere, besonders, da deren Ergebnisse praktisch nicht sehr wichtig sind. Die Abweichung von der Wahrheit ist nicht sehr gross, wenn wir uns vorstellen, die Fallhöhe des Tropfens bis zu seiner grössten Geschwindigkeit sei $h = \frac{v_t^2}{g}$.

Der Tropfen fällt mit zunehmender Geschwindigkeit in den entgegenströmenden Dampf und erreicht sein grösseste Geschwindigkeit da wo der Gegendruck gleich seinem Gewicht ist; dann wird seine Bewegung mehr und mehr verlangsamt, so lange, bis er den Punkt erreicht hat, an dem der Gegendruck des Dampfes D allein das doppelte Tropfengewicht ausübt, d. h. wo $D = 2\,G$ ist. Bei gleichmässig zunehmender Dampfgeschwindigkeit würde dies in der Höhe 2 h von oben stattfinden. Hier wird seine Geschwindigkeit $= 0$, aber sofort hebt ihn der Dampfdruck wieder nach oben. Seine Geschwindigkeit nach oben nimmt wieder zu, und er pendelt schliesslich um den Punkt, an dem der Dampfdruck allein gleich seinem Gewicht ist. Hier könnte er ruhen.

Wenn auch diese Schilderung des Vorganges wohl nicht ganz der Wirklichkeit entsprechen wird, weil die Dampf- und Tropfengeschwindigkeiten im Gegenstrom-Kondensator in einem komplicirten Verhältniss zu einander stehen und die Kondensation, die Reibung und die vielen anderen Tropfen die Bewegungen sehr beeinflussen, so giebt sie doch ein ungefähres Bild von der Bewegung der Tropfen, und sie gestattet, zwei wichtige Schlüsse zu ziehen.

1. Die Kondensation im Gegenstrom-Kondensator muss stets so geführt sein, dass aller Dampf spätestens an der Wasservertheilungsstelle verflüssigt ist; denn ist hier noch Dampf vorhanden, so giebt es hier noch Dampfströmungen und die Möglichkeit, dass Tropfen aus dem Kondensator fortgeführt werden.

2. Die Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf in den Gegenstrom-Kondensator (ohne Stufen) eintritt, darf nie so gross sein, dass sie einen Druck gleich dem doppelten Gewicht der Wassertropfen erzeugen kann. Hat der Kondensator mehrere Stufen, so darf die Dampfgeschwindigkeit nur einen Druck erzeugen, der etwas grösser als das einfache Tropfengewicht ist.

In den Gleichstrom-Kondensator tritt der Dampfstrom oben zugleich mit den fallenden Wassertropfen ein, und folgt deren Wegen; er übt daher einen Druck auf diese aus, wenn er schneller strömt als die Tropfen fallen, was fast immer zutrifft: folglich fallen die Tropfen schneller, sie erreichen schneller den unteren Theil des Kondensators, ihre Fallzeit ist geringer als beim freien Fall.

Da die Dampfgeschwindigkeit nach unten bis auf 0 abnimmt, die Fallgeschwindigkeit des Tropfens nach unten aber zunimmt, so ist die beschleunigende Wirkung dieses Stromes nicht sehr gross. Sie wird selten die Tropfengeschwindigkeit um mehr als $^1/_4$ vergrössern.

Die in allen Kondensatoren vorhandenen Wasserstrahlen und Schleier werden sehr viel weniger durch die Dampfströme beeinflusst, es sei denn, dass diese Ströme sie seitlich treffen.

B. Horizontaler oder geneigter Dampfstrom trifft auf fallende Tropfen.

Wenn ein Luft- oder Dampfstrom in horizontaler Richtung auf einen vertikal fallenden Tropfen stösst, so wird dieser von seinem verti-

kalen Wege abgelenkt; beginnt der seitliche Druck auf den Tropfen mit dem Moment seines Falles, und ist er gleich seinem Gewicht, so fällt der Tropfen unter einem Winkel von 45° gegen den Horizont, denn die horizontale Beschleunigung ist gleich der vertikalen. Bei geringerem Druck ist der Winkel ein stumpfer, bei grösserem ein spitzer.

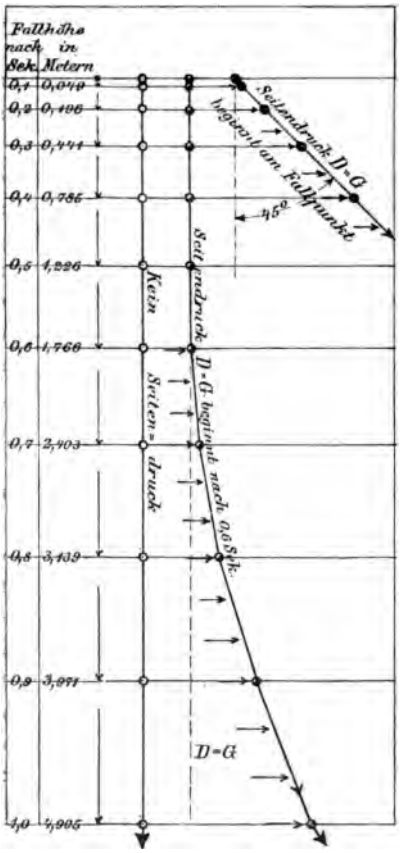


Fig. 12.

Ist der horizontale Druck mehrmals so gross als das Tropfengewicht, so kann die Fallrichtung sich sehr der Horizontalen nähern, niemals aber kann sie sich über den Horizont nach oben erheben, weil die Kräfte nur seitlich und nach unten und garnicht nach oben hin wirken.

Sollte der Tropfen schon ein Stück vertikal gefallen sein, ehe ihn der Seitenstrom trifft, so ist die seitliche Ablenkung erheblich kleiner, weil nun in gleichen Zeiten die vertikale Geschwindigkeit grösser als die seitliche ist. Die Gefahr, dass der Tropfen vom Seitenstrom mitgenommen wird, ist damit geringer. Man sieht aus der beigegebenen Figur 12 die Verhältnisse deutlicher, als sie durch viele Worte klar zu machen sind.

Ist die Dampfstromrichtung unter dem Winkel α gegen die Horizontale nach oben gerichtet, so werden die Wassertropfen doch dann noch unter der Horizontalen abfallen, wenn der Druck des Seitenstromes D kleiner als $\frac{G}{\sin \alpha}$ ist.

Ist D **kleiner** als G, so kann der Tropfen bei keinem Winkel nach oben getrieben werden, er fällt immer nach unten ab.

Ist der Seitendruck D **gleich** dem Tropfengewicht G, so fällt der Tropfen stets nach unten, wenn $\alpha < 90^0$ ist. Bei $\alpha = 90^0$ (d. h. $\sin\alpha = 1$) wird der Tropfen gerade an seinem Platz gehalten.

Ist D **grösser** als G, so tritt die Gefahr, dass der Tropfen nach oben gerissen wird, schon bei kleinen Werthen von α ein, und zwar darf für den Fall, dass $D = 1{,}25 - 1{,}5 - 2{,}0$ mal so gross als G ist, der Winkel, den der Dampfstrom gegen den Horizont nach oben bildet, nicht grösser sein als:

$$\sin\alpha = \frac{1}{1{,}25} = \frac{1}{1{,}5} = \frac{1}{2}$$

$$\alpha = \quad 53^0 \qquad 41^0 \qquad 30^0$$

$$D \sin\alpha = G$$

$$1{,}25\,G \sin\alpha = G$$

$$\sin\alpha = \frac{1}{1{,}25}$$

Tabelle 24.

Geschwindigkeit der Gas- und Dampfströme, welche unter Winkeln von $30^0 - 45^0 - 60^0$ nach oben auf schwebende Tropfen treffend diese horizontal fortführen.

		Durchmesser der Wassertropfen in mm												
		0,1	0,25	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		Geschwindigkeit des Gas- und Dampfstroms in m												
Kohlensäure spec. Gewicht $s = 1{,}529$ $\gamma = 1{,}873$	$\alpha = 30^0$	1,48	2,3	3,36	4,78	6,78	8,42	9,61	10,74	11,8	12,66	13,79	14,45	15,22
	$\alpha = 45^0$	1,24	1,98	2,82	4,01	5,69	6,98	8,09	9,00	9,9	10,64	11,48	12,10	12,77
	$\alpha = 60^0$	1,12	1,80	2,56	3,64	5,27	6,34	7,33	8,18	9,0	9,67	10,44	11,0	11,61
Luft $s = 1$ $\gamma = 1{,}293$	$\alpha = 30^0$	1,82	2,91	4,15	5,89	8,36	10,26	11,86	13,24	14,50	15,65	16,87	17,8	18,78
	$\alpha = 45^0$	1,52	2,43	3,45	4,92	6,99	8,57	9,91	11,06	12,16	13	14,10	15,0	17,44
	$\alpha = 60^0$	1,39	2,22	3,16	4,44	6,39	7,83	9,06	10,11	11,12	11,95	12,90	13,62	14,82
Dampf von 100^0 $s = 0{,}6233$ $\gamma = 0{,}6059$	$\alpha = 30^0$	2,6	4,12	5,87	8,34	11,84	14,5	16,79	18,75	20,6	21,8	23,89	25,23	26,57
	$\alpha = 45^0$	2,18	3,40	4,96	7,04	10,0	12,26	14,1	15,83	17,4	18,7	90,18	21,31	22,45
	$\alpha = 60^0$	1,85	1,96	4,21	5,99	8,51	10,43	11,98	13,4	14,8	15,9	17,17	18,1	19,04

In der kleinen Tabelle 24 sind die Geschwindigkeiten von Kohlensäure-, Luft- und Dampfströmen (letztere von 100^0) angegeben, bei denen diese Gase unter Winkeln von 30^0, 45^0, 60^0 nach oben auf eben zu fallen beginnende Tropfen treffend, diese gerade

Horizontale ablenken. Will man also, dass solche Ströme die Tropfen nicht nach oben mitreissen können, so darf man ihnen nur eine kleinere als die angeführte Geschwindigkeit gewähren.

Ein specieller Fall ist der, wenn der eben von einer Kante fallende Tropfen von einem im Kreise um diese Kante gerichteten Strom getroffen wird.

Auch hier darf D nicht grösser als G sein, wenn der Tropfen nicht nach oben geführt werden soll.

Da die Wege, welche die Tropfen in Apparaten zu machen haben, nie sehr weite, ihre Geschwindigkeiten aber meist grosse sind, so folgt, dass die Zeit, in der sich die Tropfen frei bewegen, meistens eine sehr kurze ist. Daher geschieht es oft, dass ehe noch der Dampfdruck den Tropfen erheblich hat ablenken können, dieser sicher an seinen Bestimmungsort gekommen ist.

Die vorgenannten Fälle kommen bei trockenen Gegenstrom-Kondensatoren mit horizontalen oder geneigten Scheidewänden vor, und wir lernen aus ihnen, dass die Querschnitte zwischen den Scheidewänden so gross gewählt werden müssen, dass der durch die Geschwindigkeit des Dampfstromes auf die Tropfen ausgeübte Druck nie deren Gewicht übersteigt.

C. Vertikaler Dampfstrom trifft auf schräg abgeschleuderte Tropfen.

Bei den Heckmann'schen Schaumscheidern D. R. P. No. 70022 Figur 13 treten zwei andere Fälle ein. Die Tropfen werden dort nämlich von der Schaumplatte entweder horizontal oder schräg nach unten abgeschleudert, und der Dampfstrom stösst meist von unten auf dieselben.

Fliegt der Tropfen horizontal von der Schaumplatte ab, so zieht ihn sein Gewicht nach unten, und daher fällt er in der Zeit t den Weg:

$$s_f = \frac{g}{2} t^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (112)$$

Der Druck des Dampfstromes von unten hebt ihn, er steigt also in derselben Zeit t um:

$$s_p = \frac{D}{G} \frac{g}{2} t^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (113)$$

Der vertikale Weg ist also:

$$s = s_t - s_p = \frac{g}{2} t^2 - \frac{D}{G} \frac{g}{2} t^2 = \frac{g}{2} t^2 \left(1 - \frac{D}{G}\right) \quad (114)$$

Ist $\frac{D}{G} = 1$, so ist $s = 0$, d. h. wenn der Druck nach oben gleich dem Gewicht des Tropfens ist, so geht dieser stets in horizontaler Richtung weiter ohne Abweichung nach oben oder unten; ist der Druck D grösser als G, so wird der Tropfen von dem Dampfstrom nach oben mitgenommen; ist der Druck geringer, so fällt der Tropfen langsam nach unten.

Bekommt der Tropfen durch die Form der Schaumplatte eine unter dem Winkel α gegen den Horizont nach unten gerichtete Bewegung und die Geschwindigkeit c, während ein Dampfstrom mit dem Druck D vertikal von unten auf ihn wirkt, so macht der

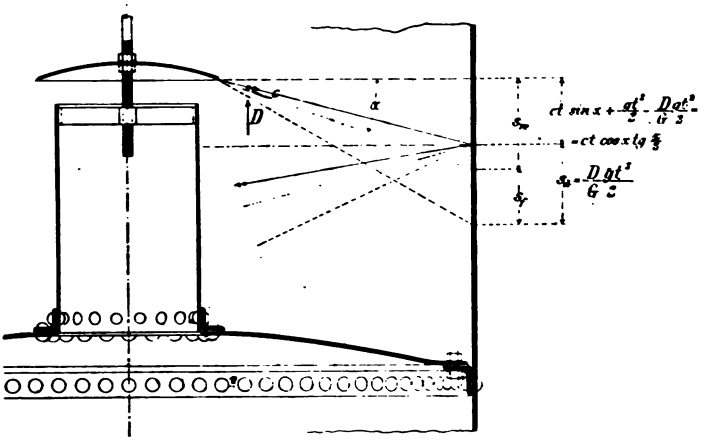


Fig. 13.

Tropfen durch seine Ursprungsgeschwindigkeit in der Zeit t den Weg s_w nach unten:

$$s_w = c \cdot t \sin \alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (115)$$

Durch die Erdattraktion ist sein Weg nach unten:

$$s_f = \frac{g}{2} t^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (116)$$

Durch den Dampfstrom ist sein Weg nach oben:

$$s_d = \frac{D}{G} \frac{g}{2} t^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (117)$$

Seine Gesammtentfernung von dem Horizont ist also:

$$s = s_w + s_f - s_d = c \cdot t \sin \alpha + \frac{g}{2} t^2 - \frac{D}{G} \frac{g}{2} t^2 \quad (118)$$

$$s = c \cdot t \sin\alpha + \frac{g}{2} t^2 \left(1 - \frac{D}{G}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (119)$$

Die Gleichung (119) zeigt, dass die Kurve, in der sich der Tropfen nach unten bewegt, eine Parabel ist; wir wollen aber für die nächste Betrachtung der Einfachheit wegen annehmen, dass sie eine Gerade sei, von der sie in der That an der betrachteten Stelle wenig abweicht.

Aus der Gleichung (119) sieht man ferner, dass, wenn der Druck des Dampfstromes D von unten kleiner als das Gewicht des Tropfens G ist, dieser unterhalb seiner Schleuderrichtung abfällt, und dass er, wenn D = G ist, in der Schleuderrichtung, also im Winkel α unter dem Horizont fortfliegt.

Ist D > G, so wird der Tropfen oberhalb der Schleuderrichtung an die Apparatwand geworfen. Nimmt man an, dass er unter demselben Winkel, mit dem er an die Wand fiel, auch abprallt, und nun auf seinem Rückwege von dem unteren Dampfstrom in gleichem Maasse nach oben gehoben wird wie beim ersten Wege, so darf dieser Rückweg nicht über der Horizontalen liegen, soll nicht der Tropfen nach oben mitgerissen werden.

Der Druck von unten darf also höchstens die Wirkung haben, den Tropfen um den halben Neigungswinkel der Platte $\left(\text{d. h. um } \frac{\alpha}{2}\right)$ zu heben.

Dann ist:
$$s = c \cdot t \cos\alpha \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (120)$$

und da:
$$s_d = s_w + s_f - s$$

so folgt:
$$s_d = \frac{D}{G} \frac{g}{2} t^2 = c \cdot t \sin\alpha + \frac{g}{2} t^2 - c \cdot t \cos\alpha \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad (121)$$

Hieraus folgt das Verhältniss des Dampfdruckes zum Tropfengewicht:
$$\frac{D}{G} - 1 = \frac{2 \cdot c}{g \cdot t} \left(\sin\alpha - \cos\alpha \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}\right) \quad . \quad . \quad (122)$$

Die Geschwindigkeit c, mit der die Tropfen von dem Deckel abgeschleudert werden, ist selten geringer als 20 m in 1 Sekunde, meistens aber 30 m und mehr. Die Gefässe, in denen diese Tropfenscheidung stattfindet, haben wohl kaum je mehr als 3000 mm Drm, die Entfernung von der Wand ist also im Maximum 1200 mm, da die Platte in diesem Falle mehr als 600 mm Drm haben wird. Die Zeit, die der Tropfen braucht, um unter diesen Umständen an

die Gefässwand zu gelangen, folgt aus: $t \cdot 20 = 1{,}2$

$t = 0{,}06$ Sekunden.

In dieser Zeit von 0,06 Sekunden kann ein Tropfen 18 mm frei fallen. Hat die Platte eine Neigung von 10^0 gegen den Horizont, so trifft der in ihrer Richtung gerade abfliegende Tropfen die Wand 224 mm unterhalb des Horizontes. Der Dampfdruck von unten darf also den Tropfen (ehe Gefahr für sein Mitgehen nach oben eintritt) heben: erstens um die 18 mm, welche die Erdattraktion ihn hinabzog, und dann etwa um die Hälfte von 224, d. h. um $18 + 112 = 130$ mm, wozu überschläglich etwa der $\frac{130}{18}$ = siebenfache Druck der Erdattraktion gehört.

Setzt man in die Gleichung (122) der Reihe nach (wie es die kleine Tabelle 25 zeigt):

für $c = 20 - 30 - 50$ m,

„ $\alpha = 10^0$,

„ $t = 0{,}06 - 0{,}03 - 0{,}01$ Sekunden,

so erhält man die Angabe, wieviel mal so gross als G der Druck D sein darf, ehe die Gefahr des Mitreissens der Tropfen entsteht, und man erkennt, dass unter gewöhnlichen Umständen schon ein kleiner Winkel α dazu genügt, diese Gefahr ganz auszuschliessen.

Tabelle 25.

t	c = 20	30	50 m
	Werth von $\frac{D}{G}$ bei $\alpha = 10^0$		
0,06	7,35	10,52	16,88
0,03	13,70	20,00	32,72
0,01	39,10	48,60	86,28

XVI. Das Emporschleudern der Massen aus verdampfenden Flüssigkeiten.

A. Die Steighöhen der Massen wenn sie vom Dampfstrom beeinflusst werden.

Wenn Flüssigkeiten lebhaft verdampfen, so werden Tropfen und grössere Massen über ihr Niveau emporgeworfen, von dem aufsteigenden Dampfstrom unter Umständen mitgerissen und können

auf diese Weise aus dem Gefäss geschleudert, leicht verloren gehen.

Wir wollen untersuchen, bis zu welcher Höhe Theile der Flüssigkeiten beim Sieden emporgehoben werden, und unter welchen Umständen Verluste eintreten können.

Auf die Flüssigkeits-Theile wirken drei treibende Einflüsse,

1. die Tropfen, Blasen und Massen werden durch die beim Sieden entstehenden Dampfblasen mit gleichbleibender Geschwindigkeit $= c$ aus der Flüssigkeit empor geschleudert,
2. die Erdattraktion zieht sie nach unten und giebt ihnen die Geschwindigkeit $= v_f = g\,t$,
3. der mit der Geschwindigkeit $= v_d$ aus der Flüssigkeit aufsteigende Dampfstrom übt dann einen nach oben gerichteten Druck auf die Theile, wenn v_d grösser als deren aufwärts gerichtete Geschwindigkeit c ist. Auf dem Niveau der Flüssigkeit herrscht die Geschwindigkeits-Differenz $v_d - c$, auf dem Kulminationspunkt, d. h. da, wo die Massen ihre höchste Stelle erreicht haben, wo ihre Geschwindigkeit $= 0$ ist, ist die Geschwindigkeits-Differenz $v_d - 0 = v_d$.

Ist v_d grösser als c, so wirkt der Dampfstrom von unten auf die Tropfen, Blasen und Massen und vergrössert ihre aufsteigende Geschwindigkeit. Ist v_d kleiner als c, so übt der Dampfstrom einen Druck von oben auf sie aus, und hemmt ihre aufsteigende Geschwindigkeit.

Der durch die Dampfströmung vermöge dieser Geschwindigkeits-Differenz auf die emporgeschleuderte Masse ausgeübte Druck sei ganz unten $= P_u$, oben an seinem Kulminationspunkt $= P_o$, im Mittel etwa $\pm \frac{P_u + P_o}{2}$, dann ist die mittlere Beschleunigung, die sie durch diesen veränderlichen Druck empfängt, $= \pm \frac{P_u + P_o}{2G}\,g$, und folglich die Geschwindigkeit, welche ihr durch den Dampfstrom nach der Zeit t ertheilt ist, $= \pm \frac{P_u + P_o}{2G}\,g\,t$.

Die Gesammt-Geschwindigkeit des Emporgeschleuderten würde also sein:

$$v_t = c - gt + \frac{P_u + P_o}{2G}\,gt \quad . \; . \; . \quad (123)$$

und für den Kulminationspunkt, an dem die Gesammt-Geschwindigkeit $v_t = 0$ ist, folgt:

$$c + \frac{P_u + P_o}{2G} gt = gt \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (124)$$

und daraus die Zeit für die Erreichung des Kulminationspunktes:

$$t = \frac{c}{g\left(1 - \frac{P_u + P_o}{2G}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (125)$$

Der Weg, den der Tropfen in der Zeit t gemacht hat, d. h. die Höhe, bis zu der er in der Zeit t gestiegen ist:

$$h_s = ct - \frac{g}{2} t^2 + \frac{P_u + P_o}{2G} \frac{g}{2} t^2 \quad . \quad . \quad . \quad (126)$$

oder:

$$h_s = \frac{t}{2}\left(c + c - gt + \frac{P_u + P_o}{2G} gt\right) \quad . \quad . \quad (127)$$

Wird der Werth von v_t aus der Gleichung (123) eingesetzt, so ist:

$$h_s = \frac{t}{2}(c + v_t) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (128)$$

Wenn $v_t = 0$ wird (am Kulminationspunkt), ist:

$$h_s = \frac{t}{2} c \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (129)$$

und den Werth von t aus Gleichung (125) eingesetzt:

$$h_s = \frac{c^2}{2g\left(1 - \frac{P_u + P_o}{2G}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(130)}$$

Aus dieser Gleichung kann man die Steighöhe der aus siedenden Flüssigkeiten geschleuderten Massen, Tropfen und Blasen für alle Fälle bestimmen, wenn c und P_u und P_o bekannt sind. Diese Grössen müssen nun gefunden werden.

Die Gleichung (130) lehrt, dass der Dampfstrom Tropfen aus specifisch leichten Flüssigkeiten hoch, aus specifisch schweren dagegen weniger hoch mitnimmt.

B. Die Springhöhen der emporgeschleuderten Massen, wenn sie nicht vom Dampfstrom beeinflusst werden.

Wir wollen nun zunächst einmal die Geschwindigkeit c und die Springhöhe h_s feststellen, mit welcher und auf welche Theile der verdampfenden Flüssigkeiten (nicht Tropfen) über ihre Oberfläche empor geschleudert werden, indem wir bei diesen Massen die Einwirkung der aufsteigenden Dampfströme vernachlässigen.

I. Bei Dampf-Heizkörpern mit vertikalen Heizrohren, in denen sich die Flüssigkeit befindet, unter atmosphärischem Druck.

Reicht hierbei die Flüssigkeit nur bis an die obere Kante der Rohre, ohne auch den oberen Rohrboden zu bedecken, so bilden sich bei geringer Heizung einzelne Dampfblasen, die im Rohr empor dann über die Oberfläche steigen und platzen. Wächst die Dampfentwickelung, so wird aus den Dampfblasen ein Dampfstrom, der das Rohr oben kontinuirlich verlässt.

Die Geschwindigkeit des ausströmenden Dampfes wird bedingt durch sein Volumen und den Querschnitt des Heizrohres. Das Dampfvolumen ist aber abhängig von der Grösse der Heizfläche (d. h. in diesem Fall von der Länge und dem Durchmesser der Rohre), von ihrer Verdampfungsleistung pro Quadratmeter und der Dampfspannung. Alle diese Faktoren können sehr verschieden sein.

Nun geht aber der Dampf auch nicht allein aus dem Rohr, sondern mit ihm geht eine erhebliche Menge von Flüssigkeit; denn wenn der im Rohr entwickelte Dampf die Flüssigkeit aus demselben schleudert, so tritt von unten immer neue Flüssigkeit ein, aus welcher sich wieder Dampf bildet, der die neue Flüssigkeit wieder mit sich emporreisst.

Die Geschwindigkeit, mit der die neue Flüssigkeit unten in die Rohre tritt, wird bedingt durch die Flüssigkeitsdruckhöhe ausserhalb des Rohres, durch den inneren Gegendruck des Dampfes, der meist gering ist und durch das specifische Gewicht der Flüssigkeit. Je grösser die Druckhöhe und die Flüssigkeitsdichte und je geriner die Spannung im Rohr, desto grösser ist die Geschwindigkeit des Flüssigkeitseintritts unten.

Die Flüssigkeitsdruckhöhe ist gleich ihrer Standhöhe um das Rohr, abzüglich der Flüssigkeitshöhe im Rohr. Die Geschwindigkeit des Flüssigkeitseintritts unten und damit die Menge der in das Rohr geführten Flüssigkeit ist am grössesten, wenn das Rohr in seiner ganzen Länge nur Dampf enthält. Dieser äusserste Fall ist aber wohl nicht der regelmässige. Die durch scharfe Kanten und die cylindrische Form des Rohres verursachte Kontraktion bewirkt, dass die theoretische Eintrittsgeschwindigkeit in Wirklichkeit nicht ganz erreicht wird, wir nehmen daher, ähnlich wie bei springenden Wasserstrahlen, an, dass die grösste Eintrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit unten sei:

$$v_\varepsilon = 0{,}8 \sqrt{2gl} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (131)$$

worin l die Rohrlänge in Metern bedeutet.

Die Flüssigkeitsmenge V_f in Litern, die in 1 Sekunde unten in das Rohr tritt, ist:

$$V_f = v_\varepsilon \frac{d^2\pi}{4} 10$$

$$= 0{,}8 \sqrt{2gl} \frac{d^2\pi}{4} 10$$

$$= 2\,d^2\pi \sqrt{2gl} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (132)$$

wenn d den Rohrdurchmesser in Decimetern bezeichnet.

Das Dampfvolumen in Litern, das in 1 Sekunde im Rohr gebildet wird, das also oben aus demselben treten muss, ist:

$$V_d = \frac{d \cdot \pi \cdot l \cdot w \cdot 1000}{10 \cdot 3600 \cdot \gamma}$$

$$= \frac{d \cdot \pi \cdot l \cdot w}{36\gamma} \text{ in Litern} \quad . \quad . \quad . \quad (133)$$

worin w die Verdampfungsleistung pro Quadratmeter und Stunde in kg angiebt.

Das Gesammtvolumen in Litern, welches das Rohr in einer Sekunde verlassen muss, ist also:

$$V_g = V_f + V_d = 2 \cdot d^2\pi \sqrt{2gl} + \frac{d \cdot \pi \cdot l \cdot w}{36\gamma} \quad . \quad (134)$$

Die Geschwindigkeit in Metern, mit der dieses Volumen aus dem Rohr tritt, ist:

$$c = \frac{2\pi \cdot d^2 \sqrt{2gl} + \frac{d \cdot \pi \cdot l \cdot w}{36\gamma}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} 10} = 0{,}8 \sqrt{2gl} + \frac{l\,w}{90\gamma \cdot d} \quad (135)$$

und die Höhe, in Metern, bis zu welcher die Flüssigkeit bei dieser Anfangsgeschwindigkeit, wenn keine anderen Kräfte auf sie wirken, emporgeschleudert wird, ist theoretisch:

$$h_s = \frac{c^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(136)}$$

In der Tabelle 26 ist nun diese theoretische, Springhöhe angegeben; aber man findet auch noch andere für ihre Bestimmung nöthigen Daten in derselben, nämlich

a) findet man die Dampfvolumina V_d in Litern, die in Rohren von 30, 50, 80, 100 mm lichter Weite und 1 m Länge in 1 Sekunde erzeugt werden, wenn von 1 qm Heizfläche des Rohres 10, 20, 30, 50 Liter Wasser pro 1 Stunde verdampft werden, und zwar bei atmosphärischem Druck und bei Vakuen von 234, 405, 611, 705 mm;

b) die Flüssigkeitsmenge V_f in Litern, welche unten in leere Rohre von 30, 50, 80, 100 mm Drm in 1 Sekunde eintritt, wenn der äussere Flüssigkeitsdruck 0,333—0,5—0,667—1—1,5—2—3 m beträgt;

c) sind in der Tabelle 26 ausgerechnet die Geschwindigkeiten c, mit denen Dampf und Flüssigkeiten aus den Rohren herausgeschleudert werden, wenn die Rohre 1—1,5—2—3 m lang sind, und zwar:

α) wenn die Flüssigkeit um die Rohre so hoch steht, wie sie lang sind, wenn also der hydrostatische Druck gleich ist der Rohrlänge,

β) wenn die Flüssigkeit um die Rohre nur ein Drittel so hoch steht, wie sie lang sind, wenn also der hydrostatische Druck gleich ist einem Drittel der Rohrlänge;

d) endlich findet man in der Tabelle 26 die theoretische Steighöhe h_s der Flüssigkeiten ohne Berücksichtigung der Einwirkung des Dampfstromes verzeichnet, für alle diese Fälle und auch für den Fall, dass über den Rohrböden Flüssigkeit steht (h S).

Zu der letzten Zahlenreihe ist Folgendes zu bemerken. Wenn die aus dem Rohr emporsteigenden Dämpfe und Flüssigkeiten, ehe sie an die Oberfläche kommen, erst eine mehr oder weniger hohe Flüssigkeitsschicht durchdringen müssen, so haben sie innerhalb der Flüssigkeitsschicht einen Widerstand zu überwinden, die Dampfblasen breiten sich dadurch nach den Seiten aus, und ihre Bewegung verlangsamt sich entsprechend.

Bei Heizkörpern mit vertikalen Rohren, die im allgemeinen recht nahe an einander stehen, ist die Ausbreitung des Dampfes, sobald als er aus den Rohren tritt, gewiss so gross, dass alle einzelnen aus den Rohren kommenden Ströme sich zu einem vereinigen, dessen Querschnitt gleich ist dem ganzen Querschnitt über den Rohren.

Die Rohre stehen bei verschiedenen Apparaten verschieden weit von einander. Die Entfernung von Rohrmitte zu Rohrmitte mag etwa betragen:

bei 30 — 50 — 80 — 100 mm lichter Weite des Rohrs
45 — 65 — 95 — 115 mm

und hieraus ergiebt sich, dass der Querschnitt der Rohre sich verhält zu dem über denselben befindlichen freien Querschnitt wie:

1 : 2,479 : 1,877 : 1,573 : 1,508 . . . . . (137)

Wir nehmen an, dass dies Verhältniss im Mittel sei $= 1 : 1{,}746$; dann wird die Geschwindigkeit des Dampfstromes über dem Rohrboden $\frac{c}{1{,}746}$ und die theoretische Springhöhe ohne Berücksichtigung der Einwirkung von Dampfströmen:

$$h_s = \frac{c^2}{1{,}746^2 \cdot 2 \cdot g} \quad \ldots\ldots \quad (138)$$

Hiernach sind die Springhöhen für Verdampf-Apparate mit hohem Saftstand berechnet und in der Tabelle 26 d mit h S bezeichnet.

Die Geschwindigkeiten c für Safthöhen von 1 — 1,5 — 2 — 3 m sind durch 1,746 dividirt, um die Geschwindigkeit der Dämpfe und Flüssigkeit in dem grösseren Raum über den Rohren zu erhalten. Die so gefundene Geschwindigkeit c ist dann zum Quadrat erhoben und durch $2 \cdot g = 2 \cdot 9{,}81 = 19{,}62$ dividirt, wodurch die theoretische Springhöhe h_s erscheint.

Bei der Berechnung wurde angenommen, dass die Heizrohre ganz frei von Saft seien, auch andere hindernde Einflüsse blieben unberücksichtigt.

Eine gewisse Safthöhe im Rohr würde den hydrostatischen Druck und so die Eintrittsgeschwindigkeit und Menge des Saftes vermindern. Die innere Safthöhe kann natürlich variabel sein und sie ist um so grösser, je langsamer die Verdampfung stattfindet.

Ferner ist die Dicke der Flüssigkeit und auch die Höhe des Saftstandes über den Rohrplatten unbeachtet gelassen, weil beide Umstände, mangels jeglicher Versuchszahlen, kaum in die Rechnung eingeführt werden können.

Die Flüssigkeitsmenge über der Rohrplatte, die sich durch Zuströmen von den Seiten stets erneuert, ist für die Bestimmung der Geschwindigkeit gleichfalls nicht berücksichtigt. Sie vermehrt das Volumen, also die Geschwindigkeit, also die Springhöhe etwas; sie vermindert die Springhöhe durch Absorption von lebendiger Kraft.

Es ist auch daran zu denken, dass die Dämpfe, wenn sie aus dem etwas eingepressten Zustande in und über dem Rohre frei werden, sich ausdehnen und die Flüssigkeit durch Expansion noch mehr emporschleudern werden.

Eine Verminderung der Springhöhen der Flüssigkeit wird durch die Reibung bedingt werden, welcher die Massen unterliegen und die hier vernachlässigt ist.

(Fortsetzung Seite 148.)

Tabelle 26a, b, c, d.

a) Liter Dampf, die in 1 Sekunde oben aus vertikalen Heizrohren von 30—50—80—100 m i. Drm und 1 m Länge treten.

b) Liter Flüssigkeit, die in 1 Sekunde unten in diese Heizrohre treten.

c) Geschwindigkeiten, mit denen siedende Flüssigkeiten aus vertikalen Heizröhren von 30—50—80—100 mm i. Drm und 1—1,5—2—3 m Höhe bei Vakuen von 0—234—405—611—705 mm geschleudert werden, wenn die Verdampfung 10—20—30—50 Liter p. 1 qm und 1 Stunde beträgt, und wenn die Flüssigkeitshöhen gleich den Rohrlängen — und wenn sie $^1/_3$ derselben sind.

d) Höhen, h_s, bis zu denen die Flüssigkeiten dabei über die Rohre hinausgeschleudert werden, ohne Berücksichtigung der fördernden Einwirkung von Dampfströmen.

Tabelle 26a.

Rohrlänge l	Verdampfung Liter p. 1 St. u. 1 qm	Vakuum	Liter Dampf, welche in 1 Sek. oben aus dem Rohr strömen			
			Rohrweite			
			30	50	80	100
			Heizfläche des Rohres qm			
			0,094	0,157	0,251	0,314
m	w	mm	Liter Dampf V_d			
1	10	0	0,413	0,75	1,2	1,50
	20	0	0,826	1,50	2,4	3,00
	30	0	1,239	2,24	3,6	4,49
	50	0	2,15	3,74	6	7,48
1	10	234	0,61	1,02	1,63	2,04
	20	234	1,22	2,08	3,25	4,07
	30	234	1,83	3,05	4,88	6,10
	50	234	3,05	5,09	8,14	10,18
1	10	405	0,883	1,472	2,36	2,95
	20	405	1,766	2,944	4,72	5,90
	30	405	2,649	4,416	7,08	8,85
	50	405	4,418	7,359	11,79	14,75
1	10	611	1,992	3,333	5,32	6,656
	20	611	3,98	6,66	10,64	13,312
	30	611	5,98	9,99	15,96	19,96
	50	611	9,96	16,64	26,61	33,28
1	10	705	5,09	8,51	12,80	17,02
	20	705	10,20	17,03	25,6	34,04
	30	705	15,30	24,53	38,40	51,06
	50	705	25,47	42,54	64,02	85,09

Ist das Heizrohr 1,5—2—3 m lang, so strömen 1,5—2—3 mal so viel Liter aus dem Rohr.

Tabelle 26b.

Rohrlänge l	Liter Flüssigkeit, welche unten in das Rohr in 1 Sek. eintreten, wenn die Eintrittsgeschwindigkeit ist: $v = 0{,}8\sqrt{2gl}$			
	Rohrweite mm			
	30	50	80	100
	Rohrquerschnitt qdcm			
	0,0706	0,196	0,502	0,785
m	Liter Flüssigkeit V_f			
0,333	1,41	4	10	15,7
0,50	1,78	5	12,6	18,78
0,667	2,03	5,6	14,4	22,6
1	2,51	6,97	17,87	27,94
1,5	3,08	8,51	21,94	34,22
2	3,58	9,87	25,30	39,56
3	4,49	12,07	30,92	48,35

Tabelle 26c.

Rohrlänge l	Verdampfung Liter p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Geschwindigkeit c, mit der Dampf und Flüssigkeit oben aus dem Rohr treten m/sek.			
				Rohrdurchmesser			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Geschwindigkeit c			
1	10	1	0	4	3,9	3,9	3,8
1	20	1	0	4,71	4,3	4,0	3,9
1	30	1	0	5,3	4,7	4,3	4,1
1	50	1	0	6,46	5,4	4,75	4,5
1,5	10	1,5	0	5,2	4,8	4,74	4,66
1,5	20	1,5	0	6,1	5,4	5,1	4,93
1,5	30	1,5	0	7	5,9	5,4	5,21
1,5	50	1,5	0	9	7,1	6,1	5,8
2	10	2	0	6,25	5,6	5,54	5,55
2	20	2	0	7,44	6,2	6	5,8
2	30	2	0	8,8	7	6,5	6,15
2	50	2	0	11,7	8,5	7,4	7,68

Tabelle 26a, b, c, d.

a) Liter Dampf, die in 1 Sekunde oben aus vertikalen Heizrohren von 30—50—80—100 m i. Drm und 1 m Länge treten.

b) Liter Flüssigkeit, die in 1 Sekunde unten in diese Heizrohre treten.

c) Geschwindigkeiten, mit denen siedende Flüssigkeiten aus vertikalen Heizröhren von 30—50—80—100 mm i. Drm und 1—1,5—2—3 m Höhe bei Vakuen von 0—234—405—611—705 mm geschleudert werden, wenn die Verdampfung 10—20—30—50 Liter p. 1 qm und 1 Stunde beträgt, und wenn die Flüssigkeitshöhen gleich den Rohrlängen — und wenn sie $^1/_3$ derselben sind.

d) Höhen, h_s, bis zu denen die Flüssigkeiten dabei über die Rohre hinausgeschleudert werden, ohne Berücksichtigung der fördernden Einwirkung von Dampfströmen.

Tabelle 26a.

Rohrlänge l	Verdampfung Liter p. 1 St. u. 1 qm	Vakuum	Liter Dampf, welche in 1 Sek. oben aus dem Rohr strömen			
			Rohrweite			
			30	50	80	100
			Heizfläche des Rohres qm			
			0,094	0,157	0,251	0,314
m	w	mm	Liter Dampf V_d			
1	10	0	0,413	0,75	1,2	1,50
	20	0	0,826	1,50	2,4	3,00
	30	0	1,239	2,24	3,6	4,49
	50	0	2,15	3,74	6	7,48
1	10	234	0,61	1,02	1,63	2,04
	20	234	1,22	2,08	3,25	4,07
	30	234	1,83	3,05	4,88	6,10
	50	234	3,05	5,09	8,14	10,18
1	10	405	0,883	1,472	2,36	2,95
	20	405	1,766	2,944	4,72	5,90
	30	405	2,649	4,416	7,08	8,85
	50	405	4,418	7,359	11,79	14,75
1	10	611	1,992	3,333	5,32	6,656
	20	611	3,98	6,66	10,64	13,312
	30	611	5,98	9,99	15,96	19,96
	50	611	9,96	16,64	26,61	33,28
1	10	705	5,09	8,51	12,80	17,02
	20	705	10,20	17,03	25,6	34,04
	30	705	15,30	24,53	38,40	51,06
	50	705	25,47	42,54	64,02	85,09

Ist das Heizrohr 1,5—2—3 m lang, so strömen 1,5—2—3 mal so viel Liter aus dem Rohr.

Tabelle 26b

Rohrlänge l	Liter Flüssigkeit, welche unten in das Rohr in 1 Sek. eintreten, wenn die Eintrittsgeschwindigkeit ist: $v = 0{,}8 \sqrt{2gl}$			
	Rohrweite mm			
	30	50	80	100
	Rohrquerschnitt qdcm			
	0,0706	0,196	0,502	0,785
m	Liter Flüssigkeit V_f			
0,333	1,41	4	10	15,7
0,50	1,78	5	12,6	18,78
0,667	2,03	5,6	14,4	22,6
1	2,51	6,97	17,87	27,94
1,5	3,08	8,51	21,94	34,22
2	3,58	9,87	25,30	39,56
3	4,49	12,07	30,92	48,35

Tabelle 26c.

Rohrlänge l	Verdampfung Liter p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Geschwindigkeit c, mit der Dampf und Flüssigkeit oben aus dem Rohr treten m/sek.			
				Rohrdurchmesser			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Geschwindigkeit c			
1	10	1	0	4	3,9	3,9	3,8
1	20	1	0	4,71	4,3	4,0	3,9
1	30	1	0	5,3	4,7	4,3	4,1
1	50	1	0	6,46	5,4	4,77	4,5
1,5	10	1,5	0	5,2	4,8	4,74	4,64
1,5	20	1,5	0	6,1	5,4	5,1	4,9
1,5	30	1,5	0	7	5,9	5,4	5,24
1,5	50	1,5	0	9	7,1	6,1	5,8
2	10	2	0	6,25	5,6	5,3	
2	20	2	0	7,44	6,2	6	
2	30	2	0	8,3	7		
2	50	2	0	11,7	9,7		

Tabelle 26c.

Rohrlänge l	Verdampfung Liter p. 1 qm in 1 St	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Geschwindigkeit c, mit Dampf und Flüssigkeit oben dem Rohr treten m/sek.		
				Rohrdurchmesser		
				30	50	80
m	w	m	mm	Geschwindigkeit c		
2	10	0,667	0	3,6	3,20	3,40
2	20	0,667	0	5,0	3,90	3,84
2	30	0,667	0	5,6	4,90	4,25
2	50	0,667	0	9,0	6,30	5,20
3	10	1,00	0	5,3	—	—
3	20	1,00	0	7,1	—	—
3	30	1,00	0	8,8	—	—
3	50	1,00	0	12,8	—	—
1	10	0,333	234	3,0	2,5	2,32
1	20	0,333	234	4,0	3,0	2,65
1	30	0,333	234	4,5	3,5	2,95
1	50	0,333	234	6,3	4,5	3,63
1,5	10	0,50	234	4,0	3,25	3,00
1,5	20	0,50	234	5,2	4,0	3,42
1,5	30	0,50	234	6,3	4,8	4,00
1,5	50	0,50	234	9	6,4	5,0
2	10	0,667	234	4,3	3,52	3,5
2	20	0,667	234	5,9	4,50	4,20
2	30	0,667	234	8,0	5,5	4,80
2	50	0,667	234	11,1	7,5	6,0
3	10	1,00	234	6,2	—	—
3	20	1,00	234	8,8	—	—
3	30	1,00	234	11,4	—	—
3	50	1,00	234	16,4	—	—
1	10	0,333	405	3,1	2,7	2,46
1	20	0,333	405	4,5	3,5	2,9
1	30	0,333	405	6	4,2	3,41
1	50	0,333	405	8,8	5,7	4,30
1,5	10	0,50	405	4.5	3,6	3,00
1,5	20	0,50	405	5,3	4,8	3,80
1,5	30	0,50	405	8	5,8	5,00
1,5	50	0,50	405	12	8,0	5,9
2	10	0,667	405	4,8	3,95	3,8
2	20	0,667	405	7,6	5,5	4,8
2	30	0,667	405	10	6,9	5,6
2	50	0,667	405	15,5	9,9	7,5
3	10	1,00	405	7,5	—	—
3	20	1,00	405	11,1	—	—

Tabelle 26 c.

Rohrlänge l	Verdampfung Liter p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Geschwindigkeit c, mit der Dampf und Flüssigkeit oben aus dem Rohr treten m/sek.			
				Rohrdurchmesser			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Geschwindigkeit c			
3	30	1,00	405	14,9	—	—	—
3	50	1,00	405	22,5	—	—	—
1	10	0,333	611	5	3,75	3	2,30
1	20	0,333	611	7,8	5,3	4,1	3,72
1	30	0,333	611	10	7	5,1	4,50
1	50	0,333	611	16	10	7,2	5,0
1,5	10	0,50	611	5,4	5	4,0	3,60
1,5	20	0,50	611	8,5	7,5	5,6	5
1,5	30	0,50	611	11	10	7,2	6
1,5	50	0,50	611	17	14,5	10,2	8,8
2	10	0,667	611	8	5,8	4,85	3,73
2	20	0,667	611	12,7	9	7,2	5,38
2	30	0,667	611	20	13	9,2	7,13
2	50	0,667	611	30,5	19	13,5	10,5
3	10	1,00	611	12,2	—	—	—
3	20	1,00	611	20,6	—	—	—
3	30	1,00	611	29,2	—	—	—
3	50	1,00	611	46,2	—	—	—
1	10	0,333	705	9	6,25	4,7	4,0
1	20	0,333	705	17	10,5	7,2	6,3
1	30	0,333	705	23	14,3	9,6	8,0
1	50	0,333	705	27,8	23	15	12,8
1,5	10	0,50	705	14	9	6,35	5
1,5	20	0,50	705	24	15,5	10	8,1
1,5	30	0,50	705	33	20,5	14,4	11,3
1,5	50	0,50	705	58	34	20	17,8
2	10	0,667	705	16	11,5	8,1	7,5
2	20	0,667	705	30	20	13,0	10,5
2	30	0,667	705	45	27	18	15
2	50	0,667	705	75	45	29	23,7
3	10	1,00	705	23	—	—	—
3	20	1,00	705	45	—	—	—
3	30	1,00	705	67	—	—	—
3	50	1,00	705	110	—	—	—

Tabelle 26d.

Rohrlänge l m	Verdampfung in 1 St. pro qm w	Flüssigkeitshöhe ums Rohr m	Vakuum mm	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
				Springhöhe h_s in m			
1	10	h S	0	0,266	0,253	0,253	0,24
1	10	0,33	0	0,338	0,280	0,242	0,242
1	10	1,0	0	0,8	0,76	0,76	0,72
1	20	h S	0	0,367	0,21	0,267	0,253
1	20	0,333	0	0,450	0,373	0,300	0,265
1	20	1,00	0	1,10	0,93	0,8	0,76
1	30	h S	0	0,467	0,367	0,31	0,267
1	30	0,333	0	0,80	0,480	0,375	0,338
1	30	1,0	0	1,4	1,1	0,93	0,8
1	50	h S	0	0,667	0,483	0,37	0,333
1	50	0,333	0	1,25	0,75	0,512	0,378
1	50	1,0	0	2,0	1,45	1,11	1,0
1,5	10	h S	0	0,45	0,383	0,367	0,363
1,5	10	0,5	0	0,545	0,45	0,392	0,38
1,5	10	1,5	0	1,35	1,15	1,1	1,09
1,5	20	h S	0	0,624	0,488	0,417	0,40
1,5	20	0,5	0	0,92	0,648	0,517	0,48
1,5	20	1,5	0	1,8	1,45	1,25	1,2
1,5	30	h S	0	0,817	0,567	0,483	0,45
1,5	30	0,5	0	1,25	0,882	0,612	0,41
1,5	30	1,5	0	2,45	1,7	1,45	1,35
1,5	50	h S	0	1,35	0,817	0,617	0,56
1,5	50	0,5	0	2,45	1,57	0,924	0,722
1,5	50	1,5	0	4,05	2,45	1,85	1,68
2	10	h S	0	0,65	0,52	0,5	0,5
2	10	0,666	0	0,646	0,514	0,48	0,45
2	10	2,0	0	1,95	1,56	1,5	1,5
2	20	h S	0	0,913	0,64	0,60	0,625
2	20	0,666	0	1,25	0,761	0,70	0,55
2	20	2,0	0	2,74	1,92	1,8	1,68
2	30	h S	0	1,29	0,817	0,703	0,603
2	30	0,667	0	1,57	1,2	0,90	0,68
2	30	2	0	3,87	2,45	2,11	0,81
2	50	h S	0	2,28	1,203	0,91	0,9
2	50	0,667	0	4	1,99	1,35	0,882
2	50	2	0	6,84	3,61	2,73	2,7
3	10	h S	0	1,07	—	—	—
3	10	1,00	0	1,4	—	—	—

Tabelle 26d.

Rohrlänge l m	Verdampfung in 1 St. pro qm w	Flüssigkeitshöhe ums Rohr m	Vakuum mm	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
				Springhöhe h_s in m			
3	10	3	0	3,2	—	—	—
3	20	hS	0	1,67	—	—	—
3	20	1,00	0	2,5	—	—	—
3	20	3	0	5	—	—	—
3	30	hS	0	2,28	—	—	—
3	30	1,00	0	3,87	—	—	—
3	30	3	0	6,84	—	—	—
3	50	hS	0	4,1	—	—	—
3	50	1,00	0	8,19	—	—	—
3	50	3	0	12,3	—	—	—
1	10	hS	234	0,32	0,267	0,25	0,233
1	10	0,333	234	0,45	0,313	0,269	0,242
1	10	1,0	234	0,96	0,8	0,75	0,7
1	20	hS	234	0,467	0,333	0,293	0,267
1	20	0,333	234	0,80	0,45	0,351	0,288
1	20	1,0	234	1,4	1,0	0,88	0,8
1	30	hS	234	0,633	0,433	0,333	0,31
1	30	0,333	234	1,01	0,613	0,435	0,392
1	30	1,0	234	1,9	1,3	1,0	0,93
1	50	hS	234	0,103	0,62	0,45	0,40
1	50	0,333	234	1,99	1,01	0,643	0,50
1	50	1,0	234	3,1	1,86	1,35	1,20
1,5	10	hS	234	0,52	0,417	0,383	0,383
1,5	10	0,500	234	0,80	0,528	0,45	0,338
1,5	10	1,50	234	1,56	1,25	1,15	1,15
1,5	20	hS	234	0,817	0,54	0,467	0,42
1,5	20	0,5	234	1,35	0,8	0,57	0,480
1,5	20	1	234	2,45	1,62	1,4	1,26
1,5	30	hS	234	1,12	0,703	0,557	0,5
1,5	30	0,5	234	1,99	1,15	0,80	0,61
1,5	30	1	234	3,36	2,11	1,67	1,5
1,5	50	hS	234	1,98	1,2	0,77	0,66
1,5	50	0,5	234	4,0	2,05	1,25	0,65
1,5	50	1,0	234	5,94	3,61	2,31	1,98
2	10	hS	234	0,767	0,58	0,54	0,5
2	10	0,667	234	0,92	0,75	0,62	0,51
2	10	2	234	2,3	1,74	1,62	1,50
2	20	hS	234	1,23	0,726	0,66	0,60

Tabelle 26d.

Rohrlänge l m	Verdampfung in 1 St. pro qm w	Flüssigkeitshöhe ums Rohr m	Vakuum mm	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
				Springhöhe h_s in m			
1	10	h S	0	0,266	0,253	0,253	0,24
1	10	0,33	0	0,338	0,280	0,242	0,242
1	10	1,0	0	0,8	0,76	0,76	0,72
1	20	h S	0	0,367	0,21	0,267	0,253
1	20	0,333	0	0,450	0,373	0,300	0,265
1	20	1,00	0	1,10	0,93	0,8	0,76
1	30	h S	0	0,467	0,367	0,31	0,267
1	30	0,333	0	0,80	0,480	0,375	0,338
1	30	1,0	0	1,4	1,1	0,93	0,8
1	50	h S	0	0,667	0,483	0,37	0,333
1	50	0,333	0	1,25	0,75	0,512	0,378
1	50	1,0	0	2,0	1,45	1,11	1,0
1,5	10	h S	0	0,45	0,383	0,367	0,363
1,5	10	0,5	0	0,545	0,45	0,392	0,38
1,5	10	1,5	0	1,35	1,15	1,1	1,09
1,5	20	h S	0	0,624	0,488	0,417	0,40
1,5	20	0,5	0	0,92	0,648	0,517	0,48
1,5	20	1,5	0	1,8	1,45	1,25	1,2
1,5	30	h S	0	0,817	0,567	0,483	0,45
1,5	30	0,5	0	1,25	0,882	0,612	0,41
1,5	30	1,5	0	2,45	1,7	1,45	1,35
1,5	50	h S	0	1,35	0,817	0,617	0,56
1,5	50	0,5	0	2,45	1,57	0,924	0,722
1,5	50	1,5	0	4,05	2,45	1,85	1,68
2	10	h S	0	0,65	0,52	0,5	0,5
2	10	0,666	0	0,646	0,514	0,48	0,45
2	10	2,0	0	1,95	1,56	1,5	1,5
2	20	h S	0	0,913	0,64	0,60	0,625
2	20	0,666	0	1,25	0,761	0,70	0,55
2	20	2,0	0	2,74	1,92	1,8	1,68
2	30	h S	0	1,29	0,817	0,703	0,603
2	30	0,667	0	1,57	1,2	0,90	0,68
2	30	2	0	3,87	2,45	2,11	0,81
2	50	h S	0	2,28	1,203	0,91	0,9
2	50	0,667	0	4	1,99	1,35	0,882
2	50	2	0	6,84	3,61	2,73	2,7
3	10	h S	0	1,07	—	—	—
3	10	1,00	0	1,4	—	—	—

Tabelle 26d.

Rohrlänge l m	Verdampfung in 1 St. pro qm w	Flüssigkeitshöhe ums Rohr m	Vakuum mm	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
				Springhöhe h_s in m			
3	10	3	0	3,2	—	—	—
3	20	hS	0	1,67	—	—	—
3	20	1,00	0	2,5	—	—	—
3	20	3	0	5	—	—	—
3	30	hS	0	2,28	—	—	—
3	30	1,00	0	3,87	—	—	—
3	30	3	0	6,84	—	—	—
3	50	hS	0	4,1	—	—	—
3	50	1,00	0	8,19	—	—	—
3	50	3	0	12,3	—	—	—
1	10	hS	234	0,32	0,267	0,25	0,233
1	10	0,333	234	0,45	0,313	0,269	0,242
1	10	1,0	234	0,96	0,8	0,75	0,7
1	20	hS	234	0,467	0,333	0,293	0,267
1	20	0,333	234	0,80	0,45	0,351	0,288
1	20	1,0	234	1,4	1,0	0,88	0,8
1	30	hS	234	0,633	0,433	0,333	0,31
1	30	0,333	234	1,01	0,613	0,435	0,392
1	30	1,0	234	1,9	1,3	1,0	0,93
1	50	hS	234	0,103	0,62	0,45	0,40
1	50	0,333	234	1,99	1,01	0,643	0,50
1	50	1,0	234	3,1	1,86	1,35	1,20
1,5	10	hS	234	0,52	0,417	0,383	0,383
1,5	10	0,500	234	0,80	0,528	0,45	0,338
1,5	10	1,50	234	1,56	1,25	1,15	1,15
1,5	20	hS	234	0,817	0,54	0,467	0,42
1,5	20	0,5	234	1,35	0,8	0,57	0,480
1,5	20	1	234	2,45	1,62	1,4	1,26
1,5	30	hS	234	1,12	0,703	0,557	0,5
1,5	30	0,5	234	1,99	1,15	0,80	0,61
1,5	30	1	234	3,36	2,11	1,67	1,5
1,5	50	hS	234	1,98	1,2	0,77	0,66
1,5	50	0,5	234	4,0	2,05	1,25	0,65
1,5	50	1,0	234	5,94	3,61	2,31	1,98
2	10	hS	234	0,767	0,58	0,54	0,5
2	10	0,667	234	0,92	0,75	0,62	0,51
2	10	2	234	2,3	1,74	1,62	1,50
2	20	hS	234	1,23	0,726	0,66	0,60

Tabelle 26d.

Rohrlänge l m	Verdampfung in 1 St. pro qm w	Flüssigkeitshöhe ums Rohr m	Vakuum mm	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
				Springhöhe h_s in m			
2	20	0,667	234	1,74	1,01	0,882	0,77
2	20	2	234	3,69	2,18	1,98	1,8
2	30	hS	234	1,77	0,887	0,817	0,727
2	30	0,667	234	3,22	1,51	1,15	0,88
2	30	2	234	5,3	2,66	2,45	2,18
2	50	hS	234	3,13	1,5	1,12	0,987
2	50	0,667	234	6	2,81	1,8	1,51
2	50	2	234	9,38	4,5	3,36	2,96
3	10	hS	234	1,35	—	—	—
3	10	1	234	1,92	—	—	—
3	10	3	234	4,05	—	—	—
3	20	hS	234	2,24	—	—	—
3	20	1	234	3,87	—	—	—
3	20	3	234	6,72	—	—	—
3	30	hS	234	3,4	—	—	—
3	30	1	234	6,5	—	—	—
3	30	3	234	10,2	—	—	—
3	50	hS	234	6,33	—	—	—
3	50	1	234	13,4	—	—	—
3	50	3	234	19	—	—	—
1	10	hS	405	0,373	0,307	0,267	0,253
1	10	0,333	405	0,47	0,365	0,302	0,242
1	10	1	405	1,1	0,92	0,8	0,76
1	20	hS	405	0,62	0,417	0,333	0,293
1	20	0,333	405	1,01	0,62	0,42	0,288
1	20	1	405	1,86	1,25	1	0,88
1	30	hS	405	0,82	0,56	0,417	0,27
1	30	0,333	405	1,80	0,882	0,578	0,45
1	30	1	405	2,46	1,68	1,23	1,1
1	50	hS	405	1,6	0,883	0,60	0,483
1	50	0,333	405	3,87	1,63	0,93	0,72
1	50	1	405	4,8	2,66	1,8	1,46
1,5	10	hS	405	0,64	0,487	0,450	0,403
1,5	10	0,5	405	1,01	0,648	0,45	0,392
1,5	10	1,5	405	1,92	1,46	1,31	1,21
1,5	20	hS	405	1,09	0,703	0,56	0,50
1,5	20	0,5	405	1,40	1,15	0,722	0,55
1,5	20	1,5	405	3,28	2,11	1,68	1,5

Tabelle 26d.

Rohrlänge l m	Verdampfung in 1 St. p. qm w	Flüssigkeitshöhe ums Rohr m	Vakuum mm	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
				Springhöhe h_s in m			
1,5	30	hS	405	1,67	1,01	0,703	0,62
1,5	30	0,5	405	3,20	1,68	1,25	0,62
1,5	30	1,5	405	5	3,04	2,11	1,86
1,5	50	hS	405	3,07	1,67	1,04	0,93
1,5	50	0,5	405	7,2	3,20	1,74	0,80
1,5	50	1,5	405	9,2	5	3,12	2,8
2	10	hS	405	0,96	0,703	0,60	0,56
2	10	0,667	405	1,15	0,78	0,72	0,65
2	10	2	405	2,88	2,11	1,8	1,68
2	20	hS	405	1,7	0,93	0,792	0,703
2	20	0,667	405	2,89	1,51	1,15	0,86
2	20	2	405	5,1	2,81	2,38	2,113
2	30	hS	405	2,6	1,23	0,96	0,883
2	30	0,667	405	5	2,28	1,57	1,25
2	30	2	405	7,8	3,61	2,88	2,66
2	50	hS	405	5,2	2,03	1,57	1,53
2	50	0,667	405	11,3	5	2,81	2,31
2	50	2	405	15,6	6,1	4,7	4,6
3	10	hS	405	1,73	—	—	—
3	10	1	405	2,81	—	—	—
3	10	3	405	5,2	—	—	—
3	20	hS	405	5,27	—	—	—
3	20	1	405	6,16	—	—	—
3	20	3	405	9,8	—	—	—
3	30	hS	405	5,26	—	—	—
3	30	1	405	11,1	—	—	—
3	30	3	405	15,8	—	—	—
3	50	hS	405	10,7	—	—	—
3	50	1	405	25,3	—	—	—
3	50	3	405	32	—	—	—
1	10	hS	611	0,66	0,487	0,353	0,33
1	10	0,333	611	1,25	0,703	0,45	0,27
1	10	1	611	2	1,46	1,06	0,97
1	20	hS	611	1,41	0,793	0,54	0,47
1	20	0,333	611	3,04	1,40	0,81	0,68
1	20	1	611	4,23	2,38	1,63	1,4
1	30	hS	611	2,4	1,23	0,77	0,62
1	30	0,333	611	5	2,45	1,26	1,01

Tabelle 26d.

Rohrlänge l m	Verdampfung in 1 St. p. qm w	Flüssigkeitshöhe ums Rohr m	Vakuum mm	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
				Springhöhe h_s in m			
1	30	1	611	7,2	3,7	2,3	1,86
1	50	hS	611	5,17	2,4	1,32	1,04
1	50	0,333	611	12,8	5	2,57	1,25
1	50	1	611	15,5	7,2	3,96	3,12
1,5	10	hS	611	1,203	0,793	0,6	0,523
1,5	10	0,5	611	1,46	1,25	0,8	0,65
1,5	10	1,5	611	3,61	2,38	1,8	1,57
1,5	20	hS	611	1,73	1,5	0,963	0,837
1,5	20	0,5	611	3,61	2,81	1,57	1,25
1,5	20	1,5	611	5,2	4,5	2,89	2,51
1,5	30	hS	611	0,483	2,4	1,38	1,15
1,5	30	0,5	611	7,5	5	2,59	1,8
1,5	30	1	611	14,5	7,2	4,14	3,45
1,5	50	hS	611	10,8	4,83	2,73	1,91
1,5	50	0,5	611	14,5	10,2	5,1	3,87
1,5	50	1	611	32,3	14,5	8,3	5,72
2	10	hS	611	1,94	0,817	0,8	0,77
2	10	0,667	611	3,2	1,7	1,28	0,69
2	10	2	611	5,83	2,45	2,4	2,3
2	20	hS	611	4,5	1,8	1,44	1,23
2	20	0,667	611	7,5	4	2,59	1,45
2	20	2	611	13,5	5,4	4,32	3,7
2	30	hS	611	8,07	3,27	2,17	1,7
2	30	0,667	611	15,8	8,5	4,10	2,52
2	30	2	611	24,2	7,8	6,5	5,1
2	50	hS	611	18,5	6,67	6,47	3,03
2	50	0,667	611	46,5	18,1	10	5,3
2	50	2	611	55,5	20	19,41	9,1
3	10	hS	611	3,77	—	—	—
3	10	1	611	7,4	—	—	—
3	10	3	611	11,3	—	—	—
3	20	hS	611	8,83	—	—	—
3	20	1	611	21,2	—	—	—
3	20	3	611	26,5	—	—	—
3	30	hS	611	17	—	—	—
3	30	1	611	42,6	—	—	—
3	30	3	611	51	—	—	—
3	50	hS	611	41	—	—	—

Tabelle 26d.

Rohrlänge l	Verdampfung in 1 St. per qm	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser in m			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Springhöhe h_s in m			
3	50	1	611	106	—	—	—
3	50	3	611	125	—	—	—
1	10	hS	705	1,9	1,04	0,62	0,57
1	10	0,333	705	4	1,95	1,1	0,80
1	10	1	705	5,7	3,12	1,86	1,62
1	20	hS	705	5,47	2,4	1,26	1,07
1	20	0,333	705	14,5	5,2	2,60	1,28
1	20	1	705	16,4	7,2	3,78	3,2
1	30	hS	705	10,4	4,27	2,09	1,7
1	30	0,333	705	27	9,8	4,1	3,2
1	30	1	705	31,3	12,8	6,27	5,1
1	50	hS	705	26,6	10,5	4,43	3,47
1	50	0,333	705	39	26,5	9,8	7,6
1	50	1	705	80	31,5	13,3	10,4
1,5	10	hS	705	3,5	2,03	1,12	1,0
1,5	10	0,5	705	7,6	4,03	1,98	1,25
1,5	10	1,5	705	10,5	6,1	3,36	3
1,5	20	hS	705	11,3	5,1	2,4	1,98
1,5	20	0,5	705	29	12	5	3,20
1,5	20	1,5	705	33,8	15,3	7,2	5,95
1,5	30	hS	705	20,4	8,83	4,3	3,3
1,5	30	0,5	705	55	20	10	6,50
1,5	30	1,5	705	61	26,5	12,6	9,9
1,5	50	hS	705	59	22,2	9,26	7,07
1,5	50	0,5	705	156	54,5	20	15,8
1,5	50	1,5	705	178	66,5	27,8	21,2
2	10	hS	705	6	2,4	1,67	1,57
2	10	0,667	705	12,8	6,15	3,2	2,81
2	10	2	705	18	7,2	5	4,7
2	20	hS	705	19,6	7,33	3,87	3,13
2	20	0,667	705	45	20	8,5	5,7
2	20	2	705	58	22	11,6	9,4
2	30	hS	705	38,6	14	7	5,4
2	30	0,667	705	101	36,5	16,2	11,25
2	30	2	705	115	42	21	16,2
2	50	hS	705	98,5	36,3	16	11,7
2	50	0,667	705	281	100	38	28
2	50	2	705	296	110	48	35

Tabelle 26d.

Rohrlänge l m	Verdampfung in 1 St. p. qm w	Flüssigkeitshöhe ums Rohr m	Vakuum mm	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
				Springhöhe h_s in m			
3	10	hS	705	13	—	—	—
3	10	1	705	27	—	—	—
3	10	3	705	39	—	—	—
3	20	hS	705	40	—	—	—
3	20	1	705	106	—	—	—
3	20	3	705	120	—	—	—
3	30	hS	705	86,7	—	—	—
3	30	1	705	225	—	—	—
3	30	3	705	260	—	—	—
3	50	hS	705	313	—	—	—
3	50	1	705	605	—	—	—
3	50	3	705	638	—	—	—

Wenn man also die hier berechneten theoretischen Springhöhen nun auch nicht als absolut richtig ansehen kann, so verdeutlichen sie doch recht gut, welche Umstände und wie diese die Höhen beeinflussen.

Die Tabelle 26 lehrt, dass die Springhöhe verdampfender Flüssigkeiten steigt mit abnehmendem Durchmesser und mit wachsender Länge der Rohre, mit der Druckhöhe der Flüssigkeit, der Verdampfungsleistung der Rohre pro Quadratmeter Heizfläche und der abnehmenden absoluten Spannung über ihnen.

2. Bei Verdampf-Apparaten, welche nicht mit vertikalen Rohren sondern mit flachen Böden, Doppelböden, Heizschlangen, horizontalen Heizröhren oder für offenes Feuer eingerichtet sind.

Bei Apparaten dieser Konstruktion ist allemal der für den Abgang der Dämpfe benutzbare Querschnitt im Verhältniss zur Heizfläche sehr viel grösser als bei vertikalen Heizrohren. Während bei vertikalen Heizrohren auf 1 qm Heizfläche 1,5 bis 3 qdm Querschnitt des Dampfraumes (im Durchschnitt = 2 bis 2,2 qdm) kommen, erhalten diese Konstruktionen auf 1 qm Heizfläche 5, 7, 10, ja 20 qdm

Tabelle 27.

Geschwindigkeit des Dampfes im Dampfraum der Vakuum-Apparate bei Luftleeren von 0—705 mm — Verdampfungsleistungen von 10—100 Kilo pro 1 qm — und Verhältnissen des Querschnitts zur Heizfläche von $\frac{1}{1}$ bis $\frac{1}{20}$.

Vakuum	Verdampfung in 1 St. p. qm	Querschnitt in qm = Heizfläche in qm =				
		$\frac{1}{1}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{20}$
mm	w	Geschwindigkeit des Dampfstromes im Dampfraum des Vakuum-Apparates in m				
0	10	0,046	0,23	0,46	0,69	0,92
0	20	0,09	0,46	0,92	1,38	1,83
0	30	0,14	0,69	1,38	1,76	2,75
0	50	0,23	1,15	2,30	3,44	4,59
0	100	0,46	2,29	4,59	6,88	9,78
234	10	0,06	0,32	0,65	0,97	1,30
234	20	0,13	0,65	1,30	1,95	2,60
234	30	0,19	0,97	1,95	2,92	3,90
234	50	0,32	1,62	3,25	4,87	6,50
234	100	0,65	3,25	6,50	9,75	13,00
405	10	0,09	0,47	0,94	1,41	1,58
405	20	0,19	0,94	1,88	2,82	3,76
405	30	0,28	1,41	2,82	4,23	5,64
405	50	0,47	2,35	4,70	7,05	9,40
405	100	0,94	4,70	9,40	14,10	18,80
610	10	0,21	1,05	2,11	3,16	4,22
610	20	0,42	2,11	4,22	6,33	8,44
610	30	0,63	3,16	6,33	9,49	12,66
610	50	1,05	5,27	1,05	15,80	21,10
610	100	2,10	10,50	21,11	31,60	42,20
705	10	0,54	2,70	5,41	8,11	10,82
705	20	1,08	5,4	10,82	16,2	21,64
705	30	1,62	8,1	16,23	24,3	32,46
705	50	2,70	13,5	27,05	40,5	54,1
705	100	5,41	27,0	54,1	81,1	108,1

Querschnitt des Dampfraumes. Ueber die Geschwindigkeit der aufsteigenden Dampfströme in Vakuum-Apparaten mit Heizschlangen oder Doppelböden giebt die Tabelle 27 Aufschluss.

Daher ist die Geschwindigkeit des Dampfabganges bei den letzteren Apparaten zwar immer viel kleiner als bei den ersteren, aber doch wird stets durch den Dampf die Flüssigkeit gehoben. Da nun allemal am Eingang des Dampfes in den Doppelboden oder in die Heizschlangen und Rohre, auch da, wo direktes Feuer die Wände trifft, eine sehr viel lebhaftere Wärmeaufnahme und reichlichere Dampfentwickelung stattfindet, so wird auch in der Nähe des Dampfeintritts allemal die Masse am meisten emporgeworfen. Hierdurch entsteht eine Strömung der Flüssigkeit von den erwärmteren Plätzen nach den weniger erwärmten und umgekehrt, und diese erwünschte Geschwindigkeit kann recht gross sein. Alle zu den Stellen der Dampfentwickelung strömende Flüssigkeit muss mit dem Dampf emporgeschleudert werden, und sie vermehrt daher das aufsteigende Volumen. Anzugeben, wieviel Flüssigkeit vom Dampf mitgerissen wird, ist kaum möglich; es kann bisweilen gewiss das Mehrfache des Dampfvolumens sein.

Die Verdampfungsleistung der Heizfläche an der Eintrittsstelle übertrifft die mittlere Leistung erheblich, sodass in Vakuum-Verdampf-Apparaten mit Doppelböden und Heizschlangen die Flüssigkeit an den Dampf-Eintrittsstellen oft so hoch emporgeschleudert wird wie bei Heizkörpern mit vertikalen Rohren.

C. Der Einfluss des Dampfstroms auf emporgeschleuderte Tropfen.

Bei der Bestimmung der Springhöhen der grösseren Flüssigkeitsmassen haben wir die Einwirkung der aufsteigenden Dampfströme vernachlässigt, weil diese nur sehr gering sein konnte. Anders ist es bei den einzelnen Tropfen. Kleine Tropfen können sehr erheblich durch Dampfströme beeinflusst werden.

Die Geschwindigkeit c, mit der die Tropfen aus der verdampfenden Flüssigkeit emporgeschleudert werden, nehmen wir an, sei gleich derjenigen der grossen Massen, obgleich die Explosion platzender Blasen im Verein mit der Wirkung der sogenannten Flüssigkeitshaut zweifellos in einzelnen Fällen grössere Anfangsgeschwindigkeit erzeugen kann.

Die emporgerichtete Anfangsgeschwindigkeit des aus der Masse geworfenen Tropfens kann nie kleiner als die des im Dampfraum aufsteigenden Dampfstromes sein, sie wird jene aber immer etwas, bisweilen erheblich übersteigen.

Cylindrische Gefässe, in denen die Flüssigkeit durch direktes Feuer, Doppelböden, Schlangen und horizontale Rohre geheizt wird, gewähren in allen Fällen dem abgehenden Dampfstrom und den aufsteigenden Blasen einen so grossen Querschnitt, dass deren Bewegungen immer langsam und nicht sehr von einander verschieden sein werden.

Das Verhältniss des Querschnitts zur Heizfläche schwankt hier zwischen 1 : 1 bis 1 : 20; siehe Tabelle 27.

Aber bei Heizkörpern mit vertikalen Rohren, bei denen das Verhältniss des Querschnitts für den abgehenden Dampf zur Heizfläche viel kleiner ist, nämlich 1 : 50 bis 1 : 100, sind die Anfangsgeschwindigkeiten der Flüssigkeiten recht gross und bisweilen grösser als die der Dampfströme. Im Maximum etwa doppelt so gross.

Die grössesten Anfangsgeschwindigkeiten werden nur in seltenen Fällen erzeugt, und dann muss man sie wohl beachten, meistens aber wird die Geschwindigkeit c auch bei Apparaten mit vertikalen Rohren 4—6 m in der Sekunde nicht überschreiten; die des Dampfes ist in diesen Fällen etwa 4—8 m. Auch bei Apparaten mit Schlangen, Doppelböden etc. sind die Geschwindigkeiten der Tropfen und Dämpfe einander ziemlich gleich.

Aus diesem Grunde und weil, wenn die Geschwindigkeiten c und v_d verschieden sind, dies stets kleinere Steighöhe der Tropfen bewirkt, so wollen wir den Druck P_u, der dem Aufstieg der Tropfen entgegensteht, vernachlässigen (denn wir wollen ja nur die höchst mögliche Steighöhe bestimmen), annehmen, dass kein solcher Druck vorhanden sei, und die Gleichung (130) schreiben:

$$h_s = \frac{c^2}{2\,g\left(1 - \frac{P_0}{2\,G}\right)} \quad \ldots\ldots \quad (139)$$

Diese Gleichung lehrt, dass, wenn die Geschwindigkeit des Dampfstromes so gross ist, dass sie auf den ruhenden Tropfen einen Druck P_0 gleich dem doppelten Tropfengewicht G ausübt ($P_0 = 2\,G$) der Tropfen, weil der Nenner $= 0$ wird, vom Dampfstrom mitgenommen, verloren geht.

Ist der Dampfdruck P_0 auf den Tropfen $= G$, d. h. gleich seinem Gewicht, so wird die Gleichung (139)

$$h_s = \frac{c^2}{2 \cdot g} \cdot 2$$

Der Tropfen steigt dann doppelt so hoch, wie er im luftleeren Raum ohne den Dampfstrom steigen würde, d. h. doppelt so hoch, wie die Tabelle 26 angiebt.

Ist $P_0 = \frac{1}{2}$ G, so ist die Steighöhe $\frac{4}{3}$ der theoretischen:

$$h_s = \frac{c^2}{2g\left(1-\frac{G}{4G}\right)} = \frac{c^2}{2g} \cdot \frac{4}{3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (140)$$

Ist $P_0 = \frac{1}{4}$ G, so ist die Höhe $\frac{8}{7}$ der theoretischen.

Diese Ueberlegung und die Betrachtung der Tabelle 26 zeigen, dass die Dampfströme in allen Fällen die Steighöhen auch grosser Tropfen etwas vergrössern, dass aber ganz kleine volle Tropfen in Vakuum-Apparaten schon bei Dampfgeschwindigkeiten von 5—6 m oft ganz aus den Apparaten entführt werden müssen, umsomehr, wenn man daran denkt, dass jedes oben geschlossene Gefäss ein Abgangsrohr hat, dessen Querschnitt kleiner als der des Apparats ist, und in welchem daher eine grössere Dampfgeschwindigkeit als im Dampfraum des Apparats herrscht. Indem die Ströme dahin konvergiren, nehmen sie auch schon im Apparat allmählich eine grössere Geschwindigkeit an.

Je geringer die Dampfspannung ist, um so grösser muss die Dampfgeschwindigkeit sein, wenn in gleichen Zeiten durch gleich weite Rohre das gleiche Dampfgewicht fliessen soll.

Wenn bei atmosphärischem Druck durch ein bestimmtes Rohr in der Zeiteinheit ein gewisses Dampfgewicht mit 1 m Geschwindigkeit strömt, so muss die Dampfgeschwindigkeit, um das gleiche Gewicht in gleicher Zeit durch das gleiche Rohr zu fördern,

bei	234	405	611	705	mm Vakuum,
	1,415	2	4,62	11,84	m betragen.

Hieraus erkennt man, dass die Dampfströme in Vakuum-Verdampf-Apparaten kleine Tropfen um so leichter mit sich reissen, je geringer in ihnen der Druck, je weiter in ihnen die Luftverdünnung getrieben ist.

Die gar so verschiedenen Apparatkonstruktionen, Leistungen, Querschnitte und Flüssigkeiten gestatten keinen einheitlichen Schluss über die absoluten Steighöhen der Flüssigkeiten und Tropfen, aber an Hand der Tabellen 26 und 27 kann man sie für jeden einzelnen Fall angenähert erfahren. Sicher ist es, dass in fast allen Fällen die kleinen Tropfen der dringenden Gefahr unterliegen,

vom Dampfstrom entführt zu werden und da sie doch meist werthvolle Flüssigkeit darstellen, bemüht man sich, sie auf künstliche Weise wieder einzufangen.

). Der Einfluss des Dampfstromes auf emporgeschleuderte 'lüssigkeits-Blasen, hohle Tropfen und Mittel, ihrem Verlust vorzubeugen.

Bis jetzt haben wir immer angenommen, dass volle, mehr oder eniger grosse volle Flüssigkeitstropfen emporgeschleudert werden; ›er dies ist nicht allein der Fall. Es kommt unter gewissen Umänden bei jeder Flüssigkeit und bei manchen Flüssigkeiten als egel vor, dass hohle Tropfen (Dampfblasen, Flüssigkeitsblasen) nporsteigen, die in jeder Grösse und in grossen Mengen auftreten. iese Bläschen werden aus der Flüssigkeit mit der gleichen Gehwindigkeit c wie die vollen Tropfen nach oben geworfen, aber ›r Strom des aufsteigenden Dampfes wirkt auf sie stärker ein, da › ihm bei gleichem Querschnitt eine gleiche Angriffsfläche wie die llen bieten, durch ihr geringeres Gewicht aber eines geringeren ruckes zur Fortbewegung bedürfen. Mit der gleichen Geschwingkeit wie volle Tropfen in einen gleichgerichteten, langsamer essenden Dampfstrom geschleudert, werden die hohlen Tropfen lasen) von diesem mehr zurückgehalten, als die vollen, daher ›niger hoch steigen wie diese. Aber in einen gleichgerichteten, hneller als sie selbst aufsteigenden Dampfstrom geworfen, ›rden die Bläschen von diesem erheblich weiter mitgerissen › volle Tropfen, ja sehr leicht aus dem Apparat entfernt und rloren.

Diese Dampfblasen bilden mit den ganz kleinen vollen lüssigkeitstropfen die wahre Quelle der Verluste beim ›rdampfen von Flüssigkeiten.

Um die Höhen zu bestimmen, bis zu denen diese Blasen empor›igen, kann man die Gleichung (130) benutzen:

$$h_s = \frac{c^2}{2g\left(1 - \frac{P_0 + P_u}{2G}\right)},$$

›nn man statt des Gewichtes der vollen Tropfen G das der Blasen ›führt, welches $^1/_2$, $^1/_4$ etc. von jenem sein kann.

Tabelle 28.

Durchmesser der Centralrohre und Gefässe — der Schaumscheider D.-R.-P. 70022, Figur 13 (Seite 127).

Wasserverdampfung in 1 Std.	Vakuum							
	0		126,2		193,7		234	
	Durchmesser der Centralrohre R und der Gefässmäntel M							
Kilo	R	M	R	M	R	M	R	M
50	50	220	50	225	70	225	70	230
100	70	230	70	230	80	235	80	240
150	80	250	80	263	90	265	90	270
200	90	275	90	290	100	300	100	310
250	100	305	100	320	100	320	100	325
300	100	330	125	350	125	355	125	359
350	120	355	125	368	125	370	125	370
400	125	370	125	385	150	400	150	407
500	125	400	150	428	150	435	150	440
600	150	440	150	458	150	470	175	480
700	150	465	150	480	175	495	175	507
800	150	488	175	519	175	525	175	530
900	175	525	175	545	175	555	200	565
1000	175	540	200	580	200	585	200	590
1500	200	640	200	675	225	690	225	705
2000	225	730	225	777	250	795	250	810
2500	250	825	250	790	275	840	275	890
3000	275	895	275	940	300	955	300	970
3500	275	955	300	1010	300	1040	325	1070
4000	300	1015	325	1100	325	1115	350	1130
4500	325	1100	325	1155	350	1175	350	1190
5000	325	1165	350	1220	350	1235	375	1250
5500	350	1215	350	1270	350	1285	375	1300
6000	350	1245	375	1330	400	1350	400	1365
6500	350	1290	375	1370	400	1390	400	1410
7000	375	1340	400	1420	425	1440	425	1460
7500	375	1380	400	1460	425	1485	425	1510
8000	400	1430	425	1520	450	1535	450	1560

Man ersieht aus dieser Gleichung, wie sehr mit abnehmendem Tropfengewicht G die Steighöhe h_s wachsen muss.

Man erkennt auch, dass hochgebaute Apparate zwar immerhin einen gewissen Schutz gegen Verluste an Tropfen und selbst Blasen bieten, dass dieser Schutz aber für kleinere volle und leichtere hohle

Tabelle 28.

Wasserverdampfung in 1 Std.	Vakuum							
	375,6		471		564		610	
	Durchmesser der Centralrohre R und der Gefässmäntel M							
Kilo	R	M	R	M	R	M	R	M
50	80	235	90	240	100	245	100	250
100	90	260	100	265	125	300	125	310
150	100	295	100	300	125	330	150	370
200	125	335	125	340	150	375	175	405
250	125	360	150	385	150	385	175	440
300	125	380	150	405	175	442	200	480
350	150	420	150	415	200	480	200	506
400	150	435	175	435	200	500	225	545
500	175	485	175	495	225	555	225	590
600	175	510	200	540	225	588	250	645
700	200	555	225	575	250	640	275	687
800	200	585	225	610	250	675	300	730
900	225	627	250	665	275	718	300	765
1000	225	650	250	695	300	750	375	860
1500	250	780	300	820	350	920	350	980
2000	300	890	325	969	375	966	400	1120
2500	325	1010	350	1045	400	1140	450	1245
3000	350	1090	375	1140	425	1240	500	1355
3500	350	1160	400	1160	450	1330	525	1445
4000	375	1240	425	1215	500	1420	550	1550
4500	400	1320	450	1275	525	1500	575	1620
5000	400	1380	475	1460	550	1575	600	1710
5500	425	1440	500	1510	550	1640	625	1790
6000	450	1505	500	1570	575	1705	650	1865
6500	450	1555	500	1620	600	1780	650	1930
7000	475	1600	525	1690	600	1830	675	2000
7500	500	1655	550	1740	650	1905	700	2065
8000	500	1750	550	1795	650	1960	700	2130

Tropfen bei weitem nicht ausreicht und dass man zu anderen Mitteln greifen muss, um diese zurückzuhalten.

Nun können solche beim Verdampfen gebildete Dunst- und Schaumblasen dadurch geschützt werden, dass man sie zum Platzen bringt, dass man aus ihnen volle Tropfen bildet, gegen welche der Dampfstrom machtloser ist. Giebt man dann den aus geplatzten Schaumblasen entstandenen vollen Tropfen eine von der des Dampfstromes abweichende, seitlich nach unten gerichtete Bewegung nach einem geschützten Raum, so kann man sie fast alle auffangen und retten.

Tabelle 28.

Wasserverdampfung in 1 Std.	Vakuum					
	642,5		668		705	
	Durchmesser der Centralrohre R und der Gefässmäntel M					
Kilo	R	M	R	M	R	M
50	100	273	125	290	145	325
100	125	315	150	345	175	390
150	150	373	175	405	200	450
200	175	440	200	455	225	510
250	200	468	225	508	250	575
300	225	508	225	530	275	605
350	225	532	250	588	300	650
400	225	558	250	605	325	725
500	250	630	275	645	350	790
600	250	660	300	710	375	850
700	250	697	325	790	400	910
800	300	757	350	845	425	965
900	325	830	375	885	450	1015
1000	350	880	400	940	450	1050
1500	400	1036	450	1105	500	1250
2000	450	1160	500	1255	600	1440
2500	500	1310	550	1390	650	1590
3000	550	1430	600	1510	700	1730
3500	575	1520	625	1615	750	1855
4000	600	1620	650	1720	800	1975
4500	625	1705	700	1820	850	2095
5000	650	1800	700	1870	850	2180
5500	675	1875	750	1960	900	2290
6000	700	1960	750	2060	900	2370
6500	700	2020	800	2150	—	—
7000	725	2090	800	2220	—	—
7500	750	2155	850	2300	—	—
8000	750	2222	850	2370	—	—

Die unter No. 70022 der Firma C. Heckmann—Berlin patentirte Schaumscheide-Vorrichtung ist diesen Vorgängen entsprechend konstruirt und wirkt daher sehr vollkommen. Siehe Figur 13 (Seite 127).

Damit die Dampfbläschen sich in volle Tropfen verwandeln, ist es nothwendig, sie zerplatzen zu lassen. Dies wird bei der genannten Konstruktion dadurch erzielt, dass der den Apparat mit der darin herrschenden Spannung verlassende Dampf in einen Raum geführt wird, in dem eine etwas geringere Spannung herrscht.

Der auf diese Weise im Innern der Blase erzeugte Ueberdruck macht diese zerspringen.

Die kleine, für das Zersprengen der Blase erforderliche Druckdifferenz ist für jede Flüssigkeit, für jeden Koncentrationsgrad. und für jede Temperatur eine andere, und kann nicht vorher für jeden Fall genau bestimmt werden. Daher ist es erforderlich. diese Schaumscheide-Vorrichtung so einzurichten. dass die in jedem Falle erforderliche Druckdifferenz im Betrieb wirklich hergestellt, und bei eintretenden Betriebsveränderungen auch verändert werden kann.

Diese Veränderbarkeit der Schaumscheide-Vorrichtung nach dem Patent No. 70022 ist praktisch ihre unentbehrliche Eigenschaft. Ohne diese haben ähnliche Einrichtungen keinen Werth.

In der Tabelle 28 sind die Durchmesser der Centralrohre und der Gefässe für diese Schaumscheider angegeben.

Die Centralrohre sollen dem strömenden Dampf möglichst wenig Widerstand bieten; ihre Durchmesser sind also mit Hülfe der später folgenden Tabelle 32 und unter Zugrundelegung der dort angegebenen Dampfgeschwindigkeiten bestimmt, weil diese Geschwindigkeiten so gering sind, dass sie selbst bei längeren Rohren sehr geringe Widerstände erzeugen.

Die Neigung der Prellscheiben ist mit 10° gegen den Horizont angenommen und ferner, dass die zurückzuhaltenden Tropfen 0,1 mm oder mehr Durchmesser haben. Der Querschnitt des ringförmigen Raumes, zwischen Prellscheibe und Gefässwand, ist so bestimmt, dass bei der grössten zu erwartenden Luftleere eine Dampfgeschwindigkeit eintritt, die auf Tropfen von 0,1 mm Drm höchstens den Druck ihres doppelten Gewichtes ausübt. Nach der kleinen Tabelle 25 ist hierdurch schon eine zehnfache Sicherheit geboten, derart, dass der Apparat auch noch erheblich kleinere Tropfen zurückhält. Durch Vergrösserung des Neigungswinkels der Prellscheibe und des Gefäss-Durchmessers wird die Sicherheit gegen Tropfenverluste vermehrt.

E. Die veränderliche Grösse der Dampfblasen in siedenden Flüssigkeiten.

Das Wallen siedender Flüssigkeiten wird dadurch sehr begünstigt, dass die in ihren tieferen Schichten gebildeten Dampflasten, nach oben steigend, ihr Volumen vergrössern.

Tabelle 29.

Volumenvergrösserungen einer Dampfblase von 1 ccm Inhalt, die in Flüssigkeiten, deren spec. Gew. 1,0—1,1—1,3 ist, in Tiefen von 250—2000 mm unter der Oberfläche gebildet wird und dann aufsteigt, während über der Flüssigkeit ein Vakuum von 0—720 mm herrscht.

Eine Dampfblase von 1 ccm Volumen sei entstanden in einer Tiefe unter der Oberfläche von	Ueber der Flüssigkeit herrscht ein Vakuum von:																	
	0 mm			150 mm			250 mm			500 mm			650 mm			720 mm		
	Das spec. Gewicht der Flüssigkeit sei:																	
	1	1,1	1,3	1	1,1	1,3	1	1,1	1,3	1	1,1	1,3	1	1,1	1,3	1	1,1	1,3
mm	so hat die Blase, welche an der Erzeugungsstelle 1 ccm Volumen hatte, an die Oberfläche gelangt, das untenstehende Volumen in ccm																	
250	1,03	1,13	1,33	1,03	1,13	1,34	1,04	1,14	1,35	1,08	1,18	1,4	1,18	1,29	1,53	1,5	1,65	1,95
500	1,05	1,16	1,36	1,06	1,17	1,37	1,07	1,17	1,39	1,15	1,26	1,49	1,34	1,47	1,74	1,95	2,14	2,54
750	1,08	1,18	1,40	1,10	1,20	1,42	1,11	1,22	1,44	1,23	1,35	1,6	1,53	1,68	1,99	2,45	2,69	3,19
1000	1,1	1,21	1,43	1,13	1,24	1,46	1,15	1,36	1,49	1,3	1,43	1,69	1,7	1,87	2,21	2,92	3,21	3,79
1500	1,15	1,27	1,50	1,19	1,3	1,55	1,25	1,37	1,62	1,44	1,58	1,87	2,05	2,25	2,66	3,88	4,26	5,04
2000	1,2	1,32	1,56	1,25	1,37	1,56	1,3	1,43	1,69	1,61	1,77	2,09	2,2	2,42	2,86	4,85	5,33	6,31

Das Volumen eines in der Tiefe einer Flüssigkeit erzeugten kleinen Dampfgewichtes hängt von dem Druck ab, der auf ihm lastet. Dieser Druck setzt sich zusammen aus dem der Flüssigkeit und dem des Dampfes oder der Luft über der Flüssigkeit.

Der Flüssigkeitsdruck auf die Querschnittseinheit der Blase ist proportional der Höhe der Flüssigkeitsschicht h über der Blase und ihrem specifischen Gewicht s_f.

Während die Blase nach oben steigt, bleibt der Dampf- oder Luftdruck meistens konstant, aber die Höhe, also der Druck der

Flüssigkeitsschicht, nimmt allmählich ab. Aus diesem Grunde vergrössert die Blase, emporsteigend, ihr Volumen.

Die Tabelle 29 soll zu allgemeiner Instruktion verdeutlichen, in welchem Maasse Dampfblasen an Grösse zunehmen, wenn sie in verschiedenen Tiefen innerhalb von Flüssigkeit verschiedener Dichte und unter verschiedenem Druck erzeugt worden sind und dann nach oben steigen.

XVII. Die Weite der Rohrleitungen für Wasserdampf, Alkoholwasserdampf und Luft.

A. Für Wasserdampf.

Die Rohrleitungen, durch welche Gase und Dämpfe geführt werden, wünscht man stets so eng zu machen, wie es ohne Schaden möglich ist, weil enge Rohre billiger, leichter und bequemer sind. Man muss also feststellen, welche kleinsten Durchmesser in jedem Fall den Rohren gegeben werden dürfen.

Aber man wünscht auch fast immer die durch die Rohre strömenden Gase oder Dämpfe mit sehr geringen Spannungsverlusten vom Eintritt bis zum Austritt zu befördern, und die zulässige Grösse dieses Verlustes bedingt die Rohrabmessungen.

Der Spannungsverlust, den die Dämpfe in Rohrleitungen erleiden, hängt ab vom Durchmesser der Rohre, von ihrer Länge, vom specifischen Gewicht der durchströmenden Gase und ganz besonders von der Geschwindigkeit, mit der ihre Bewegung stattfindet.

Es bedeute:

d = den Durchmesser des Rohres in Metern,

l = die Länge des Rohres in Metern,

Q = den Querschnitt des Rohres in Quadratmetern,

v_d u. v_l = die Geschwindigkeit, mit der sich der Dampf oder die Luft im Rohr bewegt, in Metern pro Sekunde,

z_d u. z_l = den Spannungsverlust, den der Dampf oder die Luft vom Eintritt bis zum Austritt erleidet in Metern Wassersäule,

γ_d u. γ_l = das Gewicht von 1 cbm Dampf oder Luft in kg.

Zur Bestimmung des Spannungsverlustes sind zwei Formeln bekannt:

1. diejenige von Gustav Schmidt:

$$z_t = \frac{785\ l}{10^{10}\ d}\ \gamma\left(5 + \frac{1}{d}\right) v_t^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (141)$$

für Luft und Rohrweiten von 150—200 mm,

2. diejenige von Gutermuth & Fischer, geltend für Dampf in Rohren von 70—300 mm Durchmesser und Geschwindigkeiten unter 20 m.

$$z_d = \frac{15 \cdot 10}{10^8}\ \gamma_d\ \frac{l}{d}\ v_d^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (142)$$

$$\text{oder } z_d = \frac{0{,}0015}{1000}\ \gamma_d\ \frac{l}{d} \cdot v_d^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(143)}$$

Leider geben diese beiden Formeln für gleiche Umstände nicht gleiche Resultate. Wäre dies der Fall, so müsste bei gleichen l, d, γ, v auch $z_t = z_d$ sein. Setzt man nun aber $z_t = z_d$ und verwandelt man die Gleichung, so zeigt sich, dass die beiden Formeln nur für einen Rohrdurchmesser $d = 0{,}07$ m gleiche, in allen anderen Fällen verschiedene Ergebnisse liefern.

$$\frac{785}{10^{10}}\left(5 + \frac{1}{d}\right) = \frac{15 \cdot 10}{10^8} = \frac{15}{10^7}$$

$$\frac{785}{10^3}\left(5 + \frac{1}{d}\right) = 15$$

$$\frac{785}{d} = 15 \cdot 10^3 - 785 \cdot 5$$

$$d = \frac{785}{15 \cdot 10^3 - 785 \cdot 5} = 0{,}07 \text{ m}$$

Nach der Formel von Schmidt (Dinglers polytechnisches Journal 1880, September) sind die Resultate immer viel kleiner als nach der von Fischer (Z. d. V. d. I. 1887, Seite 718, 749), und wenn schon dieser Umstand im zweifelhaften Falle der zweiten Formel für die praktische Anwendung den Vorzug geben muss, so wird dieser noch verstärkt durch die von Gutermuth und anderen ausgeführten und veröffentlichten schönen Versuche, welche bewiesen haben, dass die nach der von Fischer aufgestellten Formel berechneten Werthe der Wirklichkeit sehr nahe kommen. Die Gleichung von Fischer und Gutermuth ist richtig befunden für Rohrweiten von 70—300 mm und Geschwindigkeiten unter 20 m pro Sekunde, aber in Ermangelung irgend eines anderen Anhaltes muss man wohl vorläufig [illegible] diese Gleichung auch für andere Rohrweiten und Geschwindigkeiten der Berechnung zu Grunde legen.

Um eine Vorstellung von der Grösse der Widerstände unter verschiedenen Umständen zu schaffen, und zwar nur zu dem Zwecke eines Ueberblickes über diese Widerstände ist die Tabelle 30 nach der Formel von Fischer (143) berechnet. Zum Vergleich und zur Illustration des oben über die Formeln Gesagten sind bei einigen Fällen auch die (also nicht benutzten) Resultate der Schmidt'schen Gleichung eingetragen. In der Tabelle 30 ist stets eine Rohrlänge von 20 m angenommen und der Widerstand in Metern Wassersäule gemessen. Man überblickt, was ja auch die Formel ausdrückt, wie sehr der Widerstand mit der Geschwindigkeit wächst, und wie sehr er auch zunimmt bei höherem Druck, d. h. bei höherem specifischen Gewicht des Dampfes und der Luft.

Für die Praxis interessirt vor allen Dingen die Frage, wie weit man eine Rohrleitung für jeden bestimmten Fall machen muss, und diese Frage soll sogleich erörtert werden. Da aber nicht nur die Weite der Wasserdampfleitungen, sondern auch die für Alkoholwasserdämpfe und Luft gebraucht werden, so sollen auch diese Stoffe hier gleich mitbehandelt werden.

Durch ein Rohr von bestimmtem Querschnitt kann natürlich in bestimmter Zeit viel, auch wenig Dampf oder Luft geleitet werden; es hängt dies von der Geschwindigkeit ab, mit der man die Stoffe durch die Leitung strömen lässt. Aber eine grosse Geschwindigkeit erfordert auch eine grosse Druckdifferenz zwischen dem Anfang und dem Ende der Leitung. In vielen Fällen will man den am Anfang der Rohrleitung erzeugten Druck auf der andern Seite möglichst vollständig erhalten, in anderen Fällen will man den am Ende der Leitung erzeugten Minderdruck nicht gern auf der anderen Seite erheblich steigern, und daher betrachtet man die Druckdifferenz zwischen dem Anfang und Ende der Leitung meistens als Druckverlust. Andererseits erfordern zu geringe Geschwindigkeiten weite und kostspielige Rohre. So muss man wohl eine freigewählte Druckdifferenz als zulässig betrachten und auf Grund dieser Annahme die Rohrweite bestimmen.

Die in der Technik verwandten Dampfdrucke schwanken in sehr weiten Grenzen (etwa 20 Atmosphären und 0,05 Atmosphären); daher kann man nicht gut einen für alle Fälle konstanten Druckverlust annehmen. So empfiehlt es sich, diese Verluste in Procenten des ursprünglichen Druckes anzunehmen. Hat man auf der einen Rohrseite einen absoluten Druck von 50 mm (710 mm Vakuum), so ist

Tabelle 30.

Druckverluste z in Metern Wassersäule, die Wasserdämpfe in bei Geschwindigkeiten von 20—30—50 m, nach

Abs. Druck » » in mm Vakuum »		3 Atm 2280 —		1,5 Atm 1140 —		0,75 Atm 566,7 210	
Rohrdurchm. d	Geschwindigkeit V_d	S	F	S	F	S	F
0,05	20	0,5826	0,4086	—	—	—	—
	30	1,3110	0,9194	—	—	—	—
	50	3,6411	2,5540	—	—	—	—
0,07	20	0,2947	0,2918	0,1536	0,1521	—	—
	30	0,6632	0,6566	0,3456	0,3423	—	—
	50	1,8423	1,8240	0,9600	0,9510	—	—
0,150	20	0,0831	0,1319	0,0433	0,0709	0,0224	0,0368
	30	0,1871	0,3064	0,0975	0,1607	0,0548	0,0827
	50	0,5197	0,8542	0,2708	0,4437	0,1402	0,2297
0,300	20	0,0297	0,0681	0,0152	0,0355	0,0091	0,0184
	30	0,0669	0,1531	0,0348	0,0796	0,0180	0,0414
	50	0,1860	0,4256	0,0967	0,2218	0,0501	0,1149
0,500	20	—	—	—	—	0,0040	0,0111
	30	—	—	—	—	0,0091	0,0248
	50	—	—	—	—	0,0253	0,0689
0,700	20	—	—	—	—	—	—
	30	—	—	—	—	—	—
	50	—	—	—	—	—	—
0,900	20	—	—	—	—	—	—
	30	—	—	—	—	—	—
	50	—	—	—	—	—	—

ein Druckverlust von 10 mm Quecksilbersäule auf der anderen Seite schon recht empfindlich; ist aber auf einer Seite ein Druck von 4560 m (5 Atmosphären) erzeugt, so wird man billig 20 bis 50 mm davon für den Dampftransport durch das Rohr opfern können.

Da man sich also entschliessen muss, einen gewissen Procentsatz des vorhandenen Druckes für die Bewegung des Dampfes in den Rohren zur Verfügung zu stellen, und weil, wenn dieser Procentsatz festgestellt ist, sich aus ihm nach der Formel (143) unmittelbar die Geschwindigkeit und damit das in der Zeiteinheit durch die Rohre strömende Dampfgewicht ergiebt, so schreibt man die Gleichung (143) zweckmässiger so:

Tabelle 30.

Rohrleitungen von 0,050—0,900 m Drm und 20 m Länge erleiden Schmidt (S) und nach Fischer und Gutermuth (F).

0,5 Atm 354,6 406		0,25 Atm 195,5 564,5		0,15 Atm 117,5 643		0,072 Atm 54,9 705	
S	F	S	F	S	F	S	F
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
0,0030	0,0239	0,0034	0,0135	0,0020	0,0084	—	—
0,0069	0,0537	0,0078	0,0304	0,0046	0,0189	—	—
0,0190	0,1493	0,0225	0,0845	0,0126	0,0526	—	—
0,0052	0,0118	0,0022	0,0068	0,0013	0,0043	0,0008	0,0020
0,0116	0,0266	0,0049	0,0152	0,0029	0,0095	0,0018	0,0046
0,0322	0,0739	0,0136	0,0423	0,0080	0,0263	0,0050	0,0128
0,0026	0,0071	0,0014	0,0041	0,0008	0,0025	0,0003	0,0012
0,0058	0,0159	0,0032	0,0091	0,0019	0,0057	0,0010	0,0028
0,0162	0,0444	0,0089	0,0253	0,0053	0,0158	0,0028	0,0077
—	—	—	—	—	—	0,0003	0,0012
—	—	—	—	—	—	0,0007	0,0019
—	—	—	—	—	—	0,0018	0,0055
—	—	—	—	—	—	0,0002	0,0068
—	—	—	—	—	—	0,0005	0,0015
—	—	—	—	—	—	0,0014	0,0043

$$v_d = \sqrt{\frac{1000 \cdot z_d \cdot d}{0{,}0015 \cdot l \cdot \gamma}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (144)$$

Das in der Stunde das Rohr durchströmende Dampfgewicht D ist dann:

$$D = v_d \cdot \gamma \frac{d^2 \pi}{4} 3600 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(145)}$$

woraus der Querschnitt des Rohres ermittelt werden kann.

Für Rohrleitungen von gleichem Durchmesser d und gleicher Länge l ändert sich die Geschwindigkeit des Dampfes nur nach Massgabe des Quotienten: $\sqrt{\frac{z_d}{\gamma}}$ denn:

$$v_d = \sqrt{\frac{1000 \cdot d}{0{,}0015 \cdot l}} \cdot \sqrt{\frac{z_d}{\gamma}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(146)}$$

Wird der Widerstand z_d ausgedrückt in Procenten der herrschenden Spannung (in Metern Wassersäule), so ist ersichtlich, dass $\frac{z_d}{\gamma}$ für alle Spannungen der Luft genau und für alle Spannungen der Dämpfe angenähert dieselbe Zahl ergiebt. Der Faktor $\frac{z_d}{\gamma}$ bleibt dann für je eine Dampf- oder Luftart unveränderlich.

Denn bei der Luft, da sie gewöhnlich weit ab von ihrem Kondensationspunkt getroffen wird, ändert sich das Gewicht des Kubikmeters stets proportional der Spannung. 1 cbm Luft von doppelter Spannung hat auch doppeltes Gewicht. Bei dem gesättigten Dampf findet diese Aenderung nur angenähert statt. Gesättigter Dampf von doppelter Spannung hat nur fast das doppelte Gewicht; aber diese Annäherung ist eine ziemlich erhebliche. Wir werden sie für die vorliegende Betrachtung als vollkommen ansehen können, wie folgende Zahlen zeigen:

Dampfspannung:	92	186	750	1490	2350 mm
Verhältniss:	1 :	2 :	8,15 :	16,2 :	25,54
Dampfgewicht von 1 cbm:	0,0822	0,162	0,600	1,13	1,735 kg
Verhältniss:	1 :	2 :	7,3 :	13,74 :	21,1

Ist also einmal festgestellt, wieviel Procent des vorhandenen Druckes man zur Erzeugung der Dampfgeschwindigkeit opfern will, so ergiebt sich (bei gleichen Längen und mit der soeben besprochenen Ungenauigkeit) für jeden Rohrdurchmesser eine diesem eigenthümliche und für alle Spannungen geltende gleiche Dampfgeschwindigkeit.

Nachdem wir durch die Tabelle 30 ein Bild geschaffen haben über die Druckverluste, die bei verschiedenen Rohrweiten, Spannungen und Geschwindigkeiten etwa zu erwarten sind, so haben wir für die Tabelle 31 einen zulässigen Verlust von 0,5 % des herrschenden Druckes angenommen, die Rohrlänge gleich 20 m festgesetzt und nun mit Hülfe der Gleichung (146) die resultirenden Geschwindigkeiten berechnet. In der Tabelle 32 findet man dann die bei diesen Geschwindigkeiten in 1 Stunde durch Rohre von 20—900 mm Drm strömenden Wasserdampfgewichte von verschiedenen Spannungen zusammengestellt.

Beispiel. Durch ein Rohr von 0,100 m Drm und 20 m Länge strömt Wasserdampf von atmosphärischer Spannung (dessen Gewicht

Tabelle 31.

Geschwindigkeit der Wasserdämpfe in Rohren von 0,025—0,900 m Durchmesser und 20 m Länge bei abs Spannungen von 4560 bis 54,91 mm für ½% Spannungsverlust.

Absolut. Dampfdruck	4560	1520	760	633,7	566,7	195,5	54,9 mm
				Vakuum			
	6 Atm	2 Atm	1	126,2	193,4	471	705 mm
$\gamma =$	3,2632	1,1631	0,6059	0,51105	0,45766	0,2442	0,05119 mm
$\frac{z_d}{\gamma}$	0,0908	0,0836	0,0815	0,0822	0,0801	0,0768	0,06971 mm
Rohrdurchm. d	Geschwindigkeit des Wasserdampfes im Rohr in m						
0,025	8,85	8,38	—	—	—	—	—
0,030	9,47	9,13	—	—	—	—	—
0,035	10,58	9,67	—	—	—	—	—
0,040	10,95	10,61	10,40	—	—	—	—
0,045	11,68	11,04	11,04	—	—	—	—
0,050	12,24	11,85	11,49	—	—	—	—
0,060	13,50	12,9	12,71	—	—	—	—
0,070	14,50	13,38	13,4	13,87	—	—	—
0,080	15,50	14,87	14,69	14,74	14,6	—	—
0,090	16,60	15,87	15,78	15,69	15,47	—	—
0,100	17,33	16,70	16,60	16,07	15,9	15,6	15,1
0,125	19,34	18,61	18,4	18,43	18,25	17,68	16,97
0,150	21,28	20,43	20,95	20,25	19,88	18,43	18,61
0,175	—	—	—	21,9	21,53	21,28	20,07
0,200	—	—	—	23,3	23	22,96	21,48
0,225	—	—	—	24,82	24,45	23,73	22,8
0,250	—	—	—	26,1	25,73	25	24,09
0,300	—	—	—	28,65	28,28	27,37	26,39
0,350	—	—	—	30,84	30,48	29,56	28,47
0,400	—	—	—	33,08	32,48	31,57	30,47
0,450	—	—	—	35	34,62	33,4	32,29
0,500	—	—	—	36,99	36,50	35,12	33,9
0,550	—	—	—	—	—	37	35,77
0,600	—	—	—	—	—	39,05	37,0
0,650	—	—	—	—	—	40,3	38,87
0,700	—	—	—	—	—	41,79	40,31
0,750	—	—	—	—	—	—	41,61
0,800	—	—	—	—	—	—	43,07
0,850	—	—	—	—	—	—	44,35
0,900	—	—	—	—	—	—	45,70

Tabelle 32.

Gewicht an Wasserdampf D in kg, welches in 1 Stunde durch Rohre

6 Atm abs bis 705,09 Vakuum

Abs Druck in Atm:		6	5	4	3	2	1,5	1
„ „ „ mm Quecksilber:		4560	3800	3040	2280	1520	1140	760
Vakuum in mm:		—	—	—	—	—	—	—
Lichte Weite des Dampfrohrs d mm	Geschwindigkeit des Dampfes im Rohr m/sek v_d	Dampfgewicht D in kg, welches in						
25	8,5	50	42	34	26	18	—	—
30	9,0	75	63	51	39	27	—	—
35	9,5	107	90	73	55	38	—	—
40	10,5	155	130	106	81	55	42	—
45	11	205	173	140	107	73	56	38
50	11,5	265	223	181	138	95	72	49
60	13	431	363	294	224	153	117	80
70	14	633	533	432	330	225	172	117
80	14,5	855	720	584	446	305	232	159
90	15	1119	943	765	583	398	304	208
100	15,5	1429	1204	977	746	509	388	275
125	17	2587	2169	1759	1341	929	700	478
150	18,5	3814	3217	2609	1989	1357	1038	709
175	20	5671	4752	3853	2937	2018	1533	1053
200	21,5	—	6600	5352	4080	2826	2155	1472
225	23	—	—	7385	5630	3813	2908	1991
250	24	—	—	—	—	4923	3756	2556
300	26,5	—	—	—	—	—	5999	4086
350	28,5	—	—	—	—	—	8754	5980
400	30,5	—	—	—	—	—	—	8355
450	32,5	—	—	—	—	—	—	—
500	34	—	—	—	—	—	—	—
550	35,5	—	—	—	—	—	—	—
600	37,5	—	—	—	—	—	—	—
650	38,5	—	—	—	—	—	—	—
700	40,5	—	—	—	—	—	—	—
750	41,5	—	—	—	—	—	—	—
800	43	—	—	—	—	—	—	—
850	44,5	—	—	—	—	—	—	—
900	46	—	—	—	—	—	—	—

Tabelle 32.

von 25—900 mm Drm und 20 m Länge strömt bei Dampfdrucken von und bei ½% Druckverlust.

0,834	0,746	0,70	0,5	0,375	0,257	0,195	0,155	0,12	0,072
633,7	566,7	525,4	384	288,5	195,5	148,8	117,48	91,98	54,91
126,2	193,7	234	375,6	471	564,5	611,2	642,5	668	705

1 Stunde durch das Rohr strömt bei 0,5% Druckverlust

—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
133	120	—	—	—	—	—	—	—	—
175	156	147	109	84	—	—	—	—	—
224	200	188	140	107	72	57	46	37	22,5
403	363	337	252	189	133	103	83	66	40
598	537	501	374	285	197	154	123	98	60
888	797	739	554	422	293	226	183	144	89
1242	1118	1040	777	594	411	318	255	202	124
1678	1508	1407	1048	802	555	431	345	274	161
2163	1946	1812	1353	1034	716	554	643	353	216
3447	3099	2888	2155	1647	1140	886	709	563	345
5034	4536	4226	3154	2408	1668	1293	1038	823	505
7047	6338	5906	4407	3367	2332	1691	1450	1075	706
9508	8551	7963	5935	4540	3144	2438	1955	1550	950
12279	11044	10290	7679	5868	4063	3150	2527	2001	1223
—	13896	12957	9679	7403	5137	3978	3188	2529	1550
—	—	—	12196	9318	6453	5003	4014	3180	1935
—	—	—	—	11124	7774	6026	4834	4000	2350
—	—	—	—	13133	9487	7350	5941	4677	2872
—	—	—	—	—	11138	9703	7400	5866	3597
—	—	—	—	—	—	10793	8184	6485	3983
—	—	—	—	—	—	11908	9554	7572	4653
—	—	—	—	—	—	13814	11080	8781	5392

Tabelle 33.

Geschwindigkeiten der Alkohol-Wasserdämpfe in Rohren von 40—250 mm

Alkohol-Wasserdampf			Gew. v. 1 cbm Luft bei der Temp. t_d	Gew. v. 1 cbm Alkohol-Wasserdampf b. d. T t_d	Durch-		
Gew. %	Temperatur t_d	Specif. Gewicht σ_d			40	50	60
					Geschwin-		
0	100	0,623	1,041	0,648	11,76	13,11	14,35
5	99,5	0,643	1,043	0,670	11,50	12,82	14,08
10	99	0,664	1,044	0,693	11,34	12,64	13,89
15	98,6	0,686	1,045	0,715	11,18	12,46	13,69
20	98,3	0,709	1,046	0,742	10,94	12,19	13,30
25	98	0,735	1,047	0,768	10,82	12,06	13,25
30	97,2	0,762	1,049	0,799	10,58	11,79	12,96
35	96,3	0,792	1,052	0,833	10,34	11,5	12,66
40	95	0,824	1,056	0,870	10,12	11,28	12,36
45	93,8	0,859	1,059	0,909	9,92	11,06	12,12
50	92,4	0,896	1,060	0,950	9,68	10,77	11,84
55	90,9	0,937	1,067	0,999	9,42	10,50	11,53
60	89,5	0,981	1,071	1,050	9,22	10,28	11,29
65	87,8	1,031	1,076	1,109	8,98	10,00	11,0
70	86,3	1,088	1,081	1,176	8,72	9,72	10,68
75	84,5	1,148	1,086	1,247	8,48	9,45	10,38
80	82,7	1,214	1,092	1,326	8,2	9,14	10
85	80,5	1,292	1,098	1,418	7,92	8,83	9,7
90	79	1,378	1,103	1,520	7,66	8,54	9,38
95	78,7	1,479	1,104	1,632	7,42	8,27	9,08
100	78,4	1,593	1,105	1,750	7,14	7,96	8,74

pro 1 cbm: $\gamma_d = 0{,}6059$ ist), bei einem Druckverlust von 0,5 % (d. h. also, wenn $z_d = \frac{0{,}5}{100}\,10 = 0{,}05$ ist), mit einer Geschwindigkeit von

$$v_d = \sqrt{\frac{1000 \cdot 0{,}1}{0{,}0015 \cdot 20}}\,\sqrt{\frac{0{,}05}{0{,}6059}} = \sqrt{275} = 16{,}6 \text{ m}$$

in 1 Sekunde.

Das Dampfgewicht, welches dann in 1 Stunde durch das Rohr strömt, ist

$$D = 16{,}6 \cdot 0{,}6059\,\frac{0{,}1^2 \cdot 3{,}1415}{4}\,3600 = 275 \text{ kg}$$

Rohrleitungen für Dämpfe von sehr geringer Spannung (Vakuum) sind selten länger als 20 m. Dampfleitungen mit höheren Spannungen

Tabelle 33.

Drm, 3 m Länge, bei 1,1 Atm abs Druck und 0,1 % Druckverlust.

messer d der Rohre in mm									
70	80	90	100	125	150	175	200	225	250
digkeiten v_d der Alkohol-Wasserdämpfe in m/sek.									
15,29	16,36	17,6	18,58	20,58	22,93	24,69	26,28	27,90	29,4
14,95	16,10	17,2	18,17	20,13	22,42	24,15	25,85	27,31	28,75
14,74	15,87	17,01	17,91	19,84	22,11	23,81	25,34	26,93	28,35
14,53	15,65	16,77	17,66	19,56	21,80	23,47	24,96	26,55	27,95
14,22	15,31	16,41	17,28	19,15	21,34	22,97	24,45	25,98	27,35
14,06	15,14	16,23	17,09	18,95	21,1	22,72	24,19	25,69	27,05
13,75	14,81	15,87	16,71	18,51	20,63	22,21	23,64	25,13	26,45
13,44	14,47	15,51	16,34	18,1	20,16	21,72	23,10	24,56	25,85
13,1	14,17	15,18	15,99	17,71	19,74	21,25	22,61	24,13	25,30
12,89	13,89	14,88	15,67	17,36	19,34	20,80	22,17	23,56	24,80
12,57	13,54	14,52	15,26	16,9	18,84	20,28	21,59	22,94	24,15
12,24	13,18	14,12	14,88	16,48	18,37	19,78	21,05	22,37	23,75
11,98	12,81	13,83	14,56	16,13	17,98	19,36	20,60	21,89	23,05
11,67	12,57	13,47	14,17	15,71	17,51	18,85	20,07	21,33	22,45
11,33	12,21	13,08	13,77	15,26	17	18,31	19,49	20,71	21,80
11	11,87	12,72	13,39	14,84	16,53	17,80	18,75	20,14	21,20
10,66	11,48	12,3	12,95	14,35	16	17,22	18,32	19,47	20,50
10,29	11,09	11,88	12,55	13,86	15,46	16,63	17,70	18,81	19,80
9,96	10,72	11,49	12,10	13,40	14,96	16,1	17,12	18,19	19,15
9,65	10,39	11,13	11,72	12,88	14,47	15,58	16,58	17,62	18,75
9,28	10,00	10,71	11,28	12,54	13,92	15	15,96	16,96	17,85

haben allerdings oft viel grössere Ausdehnung. Ist die Rohrleitung nicht 20 m lang, sondern hat sie die Länge l_a, so findet man das in diesem Fall pro Stunde durchströmende Dampfgewicht durch Multiplikation des in der Tabelle 32 angegebenen mit dem Faktor:

$$\sqrt{\frac{20}{l_a}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (147)$$

Will man einen anderen Druckverlust z_a (nicht $^1/_2$ %) in der Rohrleitung zulassen, so muss man, um die Tabelle 32 richtig benutzen zu können, die dort angegebenen Dampfgewichte mit $\sqrt{\frac{z_a}{0{,}5}}$ multipliciren. z_a ist dabei als die Procentzahl einzusetzen:

Tabelle 34.

Gewicht an Alkohol-Wasserdampf in kg, welches in 1 Stunde absolut Druck und 0,1 % Druckverlust

Gewichts-Procent des Alkohol-dampfes %	Durchmesser d der Rohre in mm					
	40	50	60	70	80	90
	Gewicht in kg des Alkohol-Wasserdampfes					
0	34	57,7	93	134	191	258
5	35	58,3	94	137	194	261
10	35,3	59,6	96	139	197	267
15	36	60,5	97	141	201	272
20	36,5	61,4	101	145	204	276
25	37,3	62,9	102	148	209	282
30	38	63,9	103	151	213	288
35	39	65,2	105	153	217	293
40	40	66,6	108	156	222	300
45	40,5	68	110	161	227	307
50	41,4	69,5	113	163	231	311
55	42,4	71,4	115	167	237	320
60	43,6	73,4	119	173	242	330
65	44,8	75,4	122	177	250	339
70	45,5	77,5	126	181	257	357
75	47,6	80	130	188	266	359
80	48,7	82,7	133	192	273	368
85	50,5	86,1	138	198	282	378
90	52,4	88,8	143	207	292	396
95	54,5	92,2	148	215	304	410
100	56,52	94,8	154	223	317	425

zum Beispiel bei 1 % ist $z_a = 1$, bei 5 % ist $z_a = 5$.

Um die Dampfgewichte für die Länge l_a und den Druckverlust z_a zu erhalten, muss man die Gewichte aus Tabelle 32 mit

$$\sqrt{\frac{20}{l_a}\,\frac{z_a}{0{,}5}} = \sqrt{\frac{z_a}{l_a}\,40} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (148)$$

multipliciren.

Da in der Praxis meistens das Gewicht und die ursprüngliche Spannung des in einer Stunde durch eine Rohrleitung zu führenden Dampfes bekannt sind, so kann man aus den Tabellen 32, 34, 35 den dafür (bei Rohrlängen von 20 m und bei einem Druckverlust

Tabelle 34.

durch Rohre von 40—250 mm Drm und 3 m Länge bei 1,1 Atm (10 mm Wassersäule) strömt.

Durchmesser d der Rohre in mm						
100	125	150	175	200	225	250
das in 1 Stunde durch das Rohr strömt						
336	587	940	1385	2045	2674	3394
340	594	950	1393	2077	2680	3402
374	606	970	1429	2109	2688	3470
356	617	986	1449	2134	2714	3528
359	627	1000	1472	2145	2756	3585
367	643	1025	1510	2178	2817	3670
374	653	1043	1535	2184	2869	3733
378	666	1061	1564	2198	2922	3802
389	681	1081	1600	2223	2993	3889
399	693	1111	1636	2276	3060	3985
405	707	1186	1668	2317	3117	4052
417	727	1218	1714	2378	3199	4195
428	746	1251	1757	2444	3286	4275
440	767	1287	1809	2509	3381	4397
453	789	1326	1860	2576	3481	4505
467	816	1365	1913	2648	3583	4629
480	836	1400	1963	2721	3691	4770
498	868	1445	2030	2890	3813	4965
514	890	1509	2208	2940	3952	5141
524	924	1558	2230	3050	4111	5400
554	970	1697	2286	3173	4228	5550

von $^1/_2$ %) erforderlichen Rohrdurchmesser ablesen und für andere Längen und andere Druckverluste mit Hülfe der Gleichung (148) bestimmen.

B. Für Alkohol-Wasserdampf.

Die Tabelle 34 giebt die Gewichte an Alkohol-Wasserdämpfen, welche in einer Stunde durch Rohrleitungen von verschiedener Weite ohne erheblichen Druckverlust geführt werden können. Bei ihrer Berechnung ist angenommen worden, dass auch für dieses Dampfgemisch dieselben Formeln wie für reinen Wasserdampf gelten. Da aber diese Dämpfe fast nur in den stets kurzen Verbindungs-

rohren zwischen gewissen Theilen von Rektificir- und Destillir-Apparaten geleitet werden, und weil man sich immer bemüht, den Druck in diesen Apparaten so niedrig wie möglich zu halten, so ist der Tabelle 34 eine Rohrlänge von $l = 3$ m und ein Druckverlust von 10 mm Wassersäule ($z = 0{,}01$) zu Grunde gelegt.

In den genannten Apparaten herrscht meistens ein Druck von etwa 1,1 Atmosphäre (abs.), daher ist der Werth für $p = 10336 + 1033 = 11369$ in die Rechnung geführt worden.

Die Alkoholwasserdämpfe können jede beliebige Zusammensetzung haben und ihre Mischungen können von 1—99,8 Gewichtsprocent Alkohol schwanken. Jede dieser Mischungen hat ein anderes specifisches Gewicht, eine andere Siedetemperatur, und es war daher nöthig, für jede derselben das Gewicht eines Cbm. bei ihrer Temperatur und bei atmosphärischem Druck zu bestimmen.

Die Temperaturen der verschiedenen Alkohol-Wasserdämpfe bei atmosphärischem Druck sind bekannt und ihre specifischen Gewichte haben wir einer von uns verfassten Abhandlung entnommen. So ergab das in bekannter Art für einen Druck von 1,1 Atm und die Temperatur jeder der Dampfmischungen, in Stufen von 5 zu 5° ausgerechnete, und mit dem specifischen Gewicht der entsprechenden Alkohol-Wasserdampfmischung multiplicirte Luftgewicht das wirkliche Gewicht von 1 cbm Alkohol-Wasserdampf bei einem Druck von 1,1 Atm abs.

Mit Hülfe der Gleichung (144):

$$v_d = \sqrt{\frac{1000 \cdot z_d \cdot d}{0{,}0015 \cdot l \cdot \gamma}}$$

ist dann durch Einsetzen der Werthe: $l = 3$, $z_d = 0{,}01$, $\gamma = 0{,}648$ bis 1,75, $d = 0{,}04$ bis 0,25 die zulässige Geschwindigkeit dieser Dämpfe in Rohren von 40 bis 250 mm Drm gefunden worden. Die Resultate dieser Rechnungen sind in Tabelle 33 zusammengestellt.

Aus den Geschwindigkeiten und den specifischen Gewichten der betreffenden Alkohol-Wasserdämpfe (Tabelle 33) ergaben sich dann leicht ihre in einer Stunde bei einem Druck von 1,1 Atm und einem Druckverlust von $z_d = 0{,}01$ m Wassersäule durch Rohre von 3 m Länge und verschiedenen Durchmessern strömenden Gewichte, wie sie in der Tabelle 34 zusammengestellt sind.

Tabelle 35.

Luftgewicht (von 15°), welches in 1 Stunde durch Rohre von 50—300 mm Weite und 20 m Länge bei einem Vakuum von 0—740 mm mit ½ % Druckverlust strömt.

Rohrdurchmesser d mm	Geschwindigkeit der Luft im Rohr v_l m	Absoluter Druck 1520	760	190	148,8	117,6	108,3	54,6	36	20 mm
		Vakuum —	0	570	611,2	642,4	651,7	705,4	724	740 mm
		Luftgewicht in kg, welches in 1 Stunde durch das Rohr strömt								
50	13,8	232	116	29	23	19	16,5	8	5,8	2,9
60	14,8	362	181	45	36	30	26	1,2	9	4,5
70	16	554	277	69	56	49	39,5	18	13,8	7
80	17,26	812	406	101	81	68	58	27	20,3	10
90	18,17	1000	499	125	100	83	71	33	25,0	12,4
100	19,38	1364	682	171	136	114	97,5	45	34	17
125	22,1	1884	942	235	188	157	134,5	63	47	23,5
150	24,10	3856	1928	482	386	322	275,7	130	96,4	48,2
175	26,19	5678	2839	710	568	473	405,5	190	141,9	71
200	27,25	7710	3855	964	771	643	551	257	182,8	96,5
225	28,61	10246	5123	1281	1021	854	732	341	256,2	128
250	30,29	13374	6687	1672	1337	1115	955	445	334,4	167,2
300	33,31	21192	10596	2649	2119	1766	1514	706	530	265

C. Für Luft.

Bei Luftleitungen gilt nach Versuchen von Riedler und Gutermuth für den Druckverlust z_l nicht dieselbe Gleichung wie bei Dampfleitungen, sondern unter Anwendung derselben Bezeichnung die folgende:

$$z_l = \frac{533}{10^{10}} \cdot \gamma \cdot \frac{l}{d} v_l^2 \quad (z_l \text{ in Kilo pro 1 qcm}) \qquad \textbf{(149)}$$

oder:

$$v_l = \sqrt{\frac{z_l \cdot 10^{10} \cdot d}{533 \cdot l \cdot \gamma}} \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad \textbf{(150)}$$

Mit dieser Gleichung wurde die Tabelle 35 berechnet, welche das Luftgewicht L angiebt, das in 1 Stunde durch Rohre von 50 bis 300 mm Drm und 20 m Länge mit 0,5 % Druckverlust geleitet werden kann.

XVIII. Die Weite der Wasser-Rohrleitungen.

Die Wassermenge, welche in bestimmter Zeit durch eine Rohrleitung fliessen kann, hängt von dem Druck ab, der die Bewegung erzeugt und von den Hemmnissen (Krümmer, Abzweige, Verengungen, Rauhheit der Wand etc.), die sich im Rohre der Bewegung widersetzen.

Man darf annehmen, dass (abgesehen von Pumpen-, Saug- und Druck-Rohren, die hier nicht betrachtet werden) der die Wasserbewegung erzeugende Druck geschaffen wird entweder allein durch ein hoch aufgestelltes Wassergefäss, in welchem Falle die Grenzen der Druckhöhe etwa 0,5—15 m sein werden, oder allein durch einen Vakuum-Kondensator, in welchem Falle die Druckhöhe gleich ist der dem Vakuum entsprechenden Wassersäule, abzüglich der Höhe vom Wassereintritt in den Kondensator bis zum Wasserspiegel. Da das Vakuum im Kondensator stets kleiner als das theoretische ist, so kann die eben genannte Druckhöhe (selbst angenommen, dass der Wasserspiegel sich in der Höhe des Wassereintritts in den Kondensator befindet) in der Praxis höchstens 10 m betragen.

Endlich kann der die Wasserbewegung erzeugende Druck bewirkt werden durch ein hoch aufgestelltes Wassergefäss und das Vakuum im Kondensator. In diesem Falle wird die maximale Druckhöhe $10 + 15 = 25$ m selten überschreiten.

Wir wollen nun die Wassermengen feststellen, die in einer Stunde durch Rohre verschiedener Weite bei Druckhöhen von 0,5 bis 25 m fliessen können, und dazu ist es nöthig, die in jedem Falle thatsächlich eintretende Wassergeschwindigkeit v_w zu bestimmen.

Bedeutet:

v_w = die Wassergeschwindigkeit in m pro 1 Sek.,

h_w = die gesammte vorhandene Druckhöhe in m,

so ist die am Ende des Rohres auftretende theoretische Geschwindigkeit:

$$v_w = \sqrt{2 \cdot g \cdot h_w} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (151)$$

$$h_w = \frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (152)$$

Diese theoretische Geschwindigkeit wird nie erreicht, weil in jeder Rohrleitung mehrere Ursachen für die Verlangsamung der Wasserbewegung vorhanden sind, welche Ursachen die „Widerstände der Bewegung“ genannt werden. Man kann sich vorstellen, dass

von der ganzen zur Verfügung stehenden Druckhöhe h_w je ein Theil h_1 h_2 h_3 etc. dazu verbraucht werden muss, um je einen dieser Widerstände zu überwinden, und daher nennt man diese Höhen: Widerstandshöhen. Jede dieser Höhen h_1 h_2 h_3 würde dem Wasser (wenn keine Widerstände zu überwinden wären) eine entsprechende Geschwindigkeit v_1 v_2 v_3 ertheilen, sodass, wenn v_w die effektiv erzielte Geschwindigkeit und h die zur Erzielung dieser Geschwindigkeit theoretisch nothwendige Wasserdruckhöhe bedeutet, die gesammte zur Verfügung stehende Druckhöhe $h_w = h + h_1 + h_2 + h_3 \ldots$ die Geschwindigkeit $v_w + v_1 + v_2 + v_3 \ldots$ erzeugen würden, d. h. es wäre:

$$h_w = h + h_1 + h_2 + h_3 = \frac{v_w^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_3^2}{2g} \quad (153)$$

Nun kann man h_1 h_2 h_3 als Theile der Höhe h bezeichnen und schreiben:

$$h_w = h + \zeta_1 h + \zeta_2 h + \zeta_3 h \quad \ldots \quad (154)$$

worin h die zur Erzielung der wirklich erreichten Geschwindigkeit v_w nöthige (theoretische) Druckhöhe ist.

ζ_1 ζ_2 ζ_3 werden die Widerstands-Koefficienten genannt.

Da nun $h = \frac{v^2}{2g}$ ist, so folgt:

$$h_w = \frac{v_w^2}{2g} + \zeta_1 \frac{v_w^2}{2g} + \zeta_2 \frac{v_w^2}{2g} + \zeta_3 \frac{v_w^2}{2g} \quad (155)$$

oder:

$$h_w = \frac{v_w^2}{2g} (1 + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3) \quad \ldots \quad (156)$$

und hieraus die wirkliche Geschwindigkeit des Wassers in Rohrleitungen:

$$v_w = \frac{\sqrt{h_w 2g}}{\sqrt{1 + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3}} \quad \ldots \quad \mathbf{(157)}$$

Die Widerstands-Koefficienten bestimmt man als Theile der Höhe h:

$\zeta_1 = 0{,}505$ ist der Widerstands-Koefficient für den Eintritt des Wassers aus dem Wassergefäss in das Rohr. Er schwankt zwischen 0,08—0,505. Wenn man die Eintrittsstelle abrundet und konisch macht, so ist ζ_1 klein, allein wir wählen ihn der Sicherheit wegen $= 0{,}505$.

$\zeta_2 = 0{,}805$ ist der Koefficient für ein Kniee. Für rechtwinklige Kniee, deren Krümmungsradius $= r = 3d$ ($d =$ Rohrdurchmesser) ist, kann $\zeta_2 = 0{,}161$ gesetzt werden. In der folgenden Tabelle 36 werden für jedes Rohr 5 Kniee angenommen, sodass wir zu setzen haben $\zeta_2 = 5 \cdot 0{,}161 = 0{,}805$.

$\zeta_3 = 0{,}6$ bedeutet den Widerstand eines Hahnes oder eines Ventiles. Wenn diese Abschlüsse fast ganz offen sind, so darf man setzen $\zeta_3 = 0{,}6$, sobald man aber die Hähne oder Ventile mehr oder weniger schliesst, wächst der Widerstands-Koefficient ganz enorm.

$\zeta_4 = 1$ ist der Widerstand, der durch den Eintritt des Wassers in ein Gefäss entsteht. Ist der Querschnitt des Rohres $= Q$, derjenige des Gefässes $= Q_1$, so wird aus der Geschwindigkeit v im Rohre die Geschwindigkeit $v_1 = v \frac{Q}{Q_1}$ im Gefäss. Die Widerstandshöhe ist daher:

$$h_4 = \frac{\left(v - v \frac{Q}{Q_1}\right)^2}{2g} = \left(1 - \frac{Q}{Q_1}\right)^2 \frac{v^2}{2g} \quad . \; . \quad (158)$$

und da $\frac{v^2}{2g} = h$ ist, so folgt:

$$h_4 = \zeta_4 h \text{ und } \left(1 - \frac{Q}{Q_1}\right)^2 = \zeta_4 \quad . \; . \; . \quad (159)$$

Ist Q_1 im Verhältniss zu Q recht gross, wie es wohl fast immer der Fall, so wird der Bruch $\frac{Q}{Q_1}$ sehr klein und $\left(1 - \frac{Q}{Q_1}\right)^2$ weicht sehr wenig von 1 ab. Wir nehmen also $\zeta_4 = 1$ an.

$\zeta_5 = \lambda \frac{l}{d} =$ der Koefficient für die Reibung im Rohre. Für λ gilt die Darcy'sche Formel:

$$\lambda = 0{,}01989 + \frac{0{,}0005078}{d} \quad . \; . \; . \; . \quad (160)$$

und diesen Koefficienten muss man für jeden Durchmesser und für jede Rohrlänge besonders feststellen. In der kleinen nachstehenden Tabelle finden sich die Werthe von λ für die Durchmesser 0,020 bis 0,450 m angegeben.

Tabelle.

Es ist nach Gleichung (160):

für d =	20	25	30	35	40	45 mm
λ =	0,04528	0,04019	0,03682	0,03439	0,03259	0,03120
für d =	50	60	70	80	90	100 mm
λ =	0,03004	0,02838	0,02718	0,02624	0,02553	0,02497
für d =	125	150	175	200	225	250 mm
λ =	0,02394	0,02327	0,02279	0,02231	0,02214	0,02192
für d =	300	350	400	450 mm		
λ =	0,02155	0,02135	0,02115	0,02101		

Unter den soeben gemachten Annahmen lautet also die Gleichung zur Berechnung der Wassergeschwindigkeit in cylindrischen Rohren:

$$v_w = \frac{\sqrt{2 g h_w}}{\sqrt{1 + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 + \lambda \frac{l}{d}}} \quad . \quad (161)$$

$$v_w = \frac{\sqrt{2 g h_w}}{\sqrt{1 + 0{,}505 + 5 \cdot 0{,}161 + 0{,}6 + \lambda \frac{l}{d}}} = \frac{\sqrt{2 g h_w}}{\sqrt{3{,}91 + \lambda \frac{l}{d}}} \quad (162)$$

Die Gleichung (162) hat dazu gedient die Tabelle 36 aufzustellen, indem sie die Geschwindigkeit v_w des Wassers in Rohren von 0,20—0,225 m Drm, für Druckhöhen von $h_w = 0{,}5$ bis 0,25 m, Rohrlängen von $l = 10$ bis 100 m ergab. Hieraus ist dann die in einer Stunde durch die Leitung fliessende Wassermenge W berechnet worden.

Da die Zahlen der Tabelle 36 immerhin die unter den angenommenen Umständen grösseste die Rohre durchfliessende Wassermenge angeben, so wird es bei ihrem praktischen Gebrauch nöthig sein (besonders auch im Hinblick auf etwa in der Leitung vorkommende grössere Zahl von Knieen, Abzweigen, Querschnitts-Aenderungen, Absperrvorrichtungen und die Rauhheit der inneren Oberfläche) einen **Zuschlag** zu den damit bestimmten Rohrweiten resp. einen **Abzug** von den damit bestimmten Wassermengen zu machen.

Tabelle 36.

Wassermenge W in Kubikmetern, die in 1 Stunde durch Rohre von Druckhöhen von 0,5—25 m strömt

Druckhöhe h_w m	Rohrlänge l m	Lichte Weite der Rohre in mm					
		30	35	40	45	50	60
		Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde					
0,5	10	2,0	2,9	4,1	5,5	6,9	10,9
	20	1,5	2,2	3,1	4,2	5,5	8,7
	40	1,4	1,7	2,3	3,2	4,2	6,5
	60	0,9	1,3	1,8	2,6	3,5	5,6
	80	0,8	1,7	1,6	2,3	2,9	4,9
	100	0,7	1,1	1,5	2,1	2,7	4,4
1,0	10	2,8	4,1	5,8	7,8	9,8	15,3
	20	2,2	3,1	4,4	6,0	7,8	12,3
	40	1,6	2,4	3,3	4,5	5,8	9,2
	60	1,3	1,9	2,6	3,7	4,9	7,9
	80	1,2	1,7	2,4	3,1	4,1	7,1
	100	0,9	1,6	2,2	3,0	3,9	6,2
2,0	10	4,3	5,8	8,1	11,0	13,8	21,8
	20	3,1	4,4	6,3	8,5	11,1	17,4
	40	2,3	3,3	4,7	6,3	8,3	13,1
	60	1,8	2,7	3,7	5,3	7,0	11,3
	80	1,6	2,3	3,4	4,6	5,9	10,0
	100	1,5	2,2	3,1	4,2	5,5	8,9
3,0	10	5,0	7,1	9,8	13,5	16,0	26,6
	20	3,8	5,5	7,7	10,4	12,8	21,3
	40	2,8	4,1	5,7	7,8	9,6	16,0
	60	2,2	3,3	4,6	6,5	8,0	13,8
	80	1,9	2,9	4,1	5,6	6,9	12,3
	100	1,6	2,7	3,8	5,2	6,4	10,8
4,0	10	5,7	8,2	11,2	15,6	19,5	30,8
	20	4,3	6,3	8,7	12,0	15,6	24,6
	40	3,2	4,7	6,5	9,0	11,7	18,4
	60	2,6	3,8	5,2	8,0	9,8	16,0
	80	2,2	3,4	4,7	6,6	8,9	14,3
	100	2,1	3,1	4,3	6,0	7,8	12,3
5,0	10	6,3	8,6	12,9	17,5	22,8	34,0
	20	4,9	6,6	9,9	13,4	17,5	26,1
	40	3,6	4,9	7,4	10,1	13,1	19,6
	60	2,9	3,9	5,9	8,5	11,0	16,7
	80	2,5	3,6	5,4	7,4	9,0	14,9
	100	2,3	3,2	4,9	6,7	8,7	13,1

Tabelle 36.

30—225 mm Durchmesser und 10—20—40—60—80—100 m Länge bei (5 Kniee, 1 Ventil angenommen).

Lichte Weite der Rohre in mm								
70	80	90	100	125	150	175	200	225
Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde								
15,7	21,0	27,9	35,7	57,9	84,8	117,1	156,7	203,1
12,6	17,5	23,2	29,6	49,7	75,0	106,4	142,4	184,6
9,7	13,5	18,6	21,7	39,7	60,0	85,7	113,9	147,7
8,3	11,5	15,3	20,7	34,8	55,1	81,9	109,6	142,1
7,3	10,5	13,9	18,6	31,3	49,5	74,5	99,7	129,2
6,5	9,6	12,8	16,3	29,8	45,0	70,2	95,1	121,7
22,3	31,0	39,5	49,1	81,4	120,0	165,7	220,6	288,1
17,8	25,8	32,9	41,8	70,2	106,2	150,6	202,3	261,9
13,7	19,9	26,3	33,3	56,1	84,9	120,5	161,9	209,5
10,7	16,0	21,7	29,2	49,1	78,0	115,9	155,8	201,6
9,4	15,5	19,7	26,3	44,2	70,1	105,4	141,6	183,3
9,4	14,2	18,1	23,0	42,1	64,3	99,8	133,5	172,8
31,6	42,1	49,7	69,4	115,7	170,4	234,2	315,9	406,6
25,3	35,1	41,4	59,3	99,8	150,7	212,9	287,2	369,7
19,4	27,1	33,1	47,4	79,8	120,5	170,3	229,7	295,7
16,7	23,2	27,3	41,5	69,8	110,8	162,8	221,1	284,6
14,6	21,0	24,8	37,3	62,8	99,4	149,0	201,0	258,7
12,9	19,3	22,8	32,6	59,8	90,4	140,5	189,5	244,0
39,2	52,1	68,4	85,9	141,4	209,1	287,6	386,8	504,8
31,4	43,0	57,0	72,9	121,9	185,1	261,4	351,6	458,0
24,2	33,2	45,6	58,3	97,5	148,0	209,1	281,3	364,4
20,7	28,4	37,6	51,0	85,0	136,0	201,3	270,7	352,6
18,2	25,8	34,2	45,9	76,8	122,1	183,0	248,1	319,6
16,5	23,6	31,6	40,0	73,1	111,0	172,6	232,0	302,2
44,6	45,0	78,8	98,1	163,9	243,5	333,3	447,7	580,9
35,7	37,5	65,7	83,9	141,3	215,6	303,0	407,0	528,1
27,5	28,9	52,5	67,1	113,0	172,5	242,4	325,6	422,5
23,5	24,7	43,3	58,7	98,9	158,4	233,3	313,4	406,6
21,4	22,5	39,4	52,8	89,0	141,2	212,1	284,9	369,6
19,6	20,5	36,1	46,1	84,8	129,3	199,8	256,2	332,6
50,0	66,6	87,9	110,1	183,4	272,4	371,4	499,7	645,5
40,0	55,5	73,2	94,1	158,1	241,0	337,6	454,2	586,8
30,8	42,7	58,6	75,2	126,5	192,8	270,1	363,4	469,4
26,4	36,6	48,3	65,8	110,6	177,1	259,7	338,7	451,8
23,2	33,3	43,9	59,2	99,6	159,1	236,3	317,9	410,7
21,0	30,5	40,3	51,7	94,8	144,6	222,8	299,8	387,3

Tabelle 36.

Druckhöhe h_w m	Rohrlänge l m	Lichte Weite der Rohre in mm: 30	35	40	45	50	60
		Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde					
6,0	10	7,9	10,0	14,2	19,1	25,0	36,0
	20	5,3	7,7	10,9	14,7	19,2	27,7
	40	4,0	5,8	8,1	11,0	14,4	20,7
	60	3,2	4,6	6,5	9,2	12,1	18,0
	80	2,7	4,2	6,0	8,1	10,9	15,7
	100	2,5	3,8	5,4	7,3	9,6	13,7
7,0	10	7,7	10,8	15,3	20,6	27,0	40,2
	20	5,7	8,3	11,8	15,9	20,8	30,9
	40	4,3	6,2	8,8	11,9	15,6	23,2
	60	3,4	5,2	7,1	10,0	13,1	20,1
	80	3,0	4,6	6,5	8,7	11,8	17,6
	100	2,7	4,1	5,9	7,9	10,4	15,4
8,0	10	8,1	11,6	16,3	22,1	28,8	44,9
	20	6,1	8,9	12,6	17,0	22,2	34,5
	40	4,6	6,7	9,4	12,7	16,6	25,9
	60	3,7	5,3	7,5	10,7	14,0	21,5
	80	3,2	4,9	6,9	9,3	12,6	19,7
	100	2,9	4,4	6,3	8,5	11,1	17,2
9,0	10	8,5	12,4	17,4	23,7	32,3	47,7
	20	6,5	9,5	13,4	18,2	24,8	36,7
	40	4,9	7,1	10,0	13,6	18,6	27,5
	60	3,9	5,7	8,0	11,4	15,7	23,8
	80	3,4	4,9	7,3	10,0	14,1	21,2
	100	3,6	4,5	6,7	9,1	12,4	18,7
10,0	10	8,9	13,0	18,3	25,1	31,6	48,5
	20	6,9	10,0	14,1	19,3	25,3	38,8
	40	5,1	7,5	10,6	14,5	19,0	29,1
	60	4,1	6,0	8,4	12,2	16,0	25,2
	80	3,6	5,5	7,7	10,6	14,4	22,5
	100	3,0	5,0	7,0	9,6	12,6	19,8
11,0	10	9,4	13,6	19,3	26,0	32,6	51,1
	20	7,2	10,5	14,9	20,0	26,1	40,8
	40	5,4	7,8	11,1	15,0	24,4	38,3
	60	4,3	6,3	8,9	12,6	16,5	26,5
	80	3,8	5,8	8,1	11,0	14,8	23,7
	100	3,5	5,2	7,4	10,0	13,0	20,8

Tabelle 36.

Lichte Weite der Rohre in mm								
70	80	90	100	125	150	175	200	225
Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde								
53,1	73,5	98,5	120,6	202,7	294,7	408,5	549,6	708,4
42,4	61,3	81,2	103,1	172,7	260,8	371,4	499,7	644,0
32,7	47,2	65,0	82,5	138,1	208,6	297,1	399,7	515,2
28,0	40,4	62,4	72,4	120,8	191,5	301,3	384,7	495,9
24,6	38,7	48,7	64,9	108,8	172,1	259,9	349,7	450,8
22,2	36,7	47,8	60,9	103,6	156,4	245,1	329,8	424,0
48,4	80,1	104,4	129,6	215,9	316,9	439,0	602,0	763,5
46,7	66,7	87,0	110,7	185,5	280,5	399,1	538,2	694,1
35,9	51,4	71,6	88,7	148,4	224,4	319,3	430,5	635,3
30,8	44,0	57,4	77,6	129,8	206,1	305,1	314,4	534,5
27,1	40,0	53,6	69,8	116,8	185,1	279,4	376,7	485,9
27,9	36,7	47,8	60,9	111,3	168,3	250,5	355,2	458,1
65,0	84,6	112,6	138,8	232,7	339,5	470,4	628,1	818,7
52,0	70,5	93,8	118,6	199,2	302,1	427,7	571,0	744,2
40,0	54,3	75,1	95,1	159,4	241,7	342,1	456,8	595,4
34,3	46,5	61,9	83,0	139,4	222,1	329,3	439,6	573,0
27,7	42,3	56,3	74,7	125,4	195,5	299,3	399,7	520,9
27,3	38,8	52,7	65,2	119,5	183,7	281,6	376,6	490,0
67,0	90,9	117,9	145,7	245,9	362,2	497,1	670,3	865,9
53,6	75,7	98,3	124,6	212,0	320,5	451,9	609,4	787,2
41,2	58,5	78,6	99,7	169,6	256,4	371,5	487,5	629,7
34,7	50,5	64,8	87,2	148,4	235,6	347,9	469,2	606,1
32,1	45,4	57,9	78,5	133,5	211,5	316,3	426,6	551,0
29,4	41,6	54,0	74,7	127,2	192,3	298,2	402,2	519,5
71,4	93,7	120,9	154,4	258,7	391,8	524,7	707,7	913,1
56,3	78,1	103,3	133,1	223,0	337,7	477,0	643,3	830,1
43,4	60,2	82,6	106,4	178,4	270,1	381,6	514,6	730,5
37,2	51,5	68,1	93,1	156,1	249,1	345,3	495,3	639,2
32,6	46,8	61,9	83,8	140,5	222,9	333,9	450,3	581,1
28,2	42,9	56,8	73,2	133,8	202,6	314,8	424,6	547,8
74,3	98,1	130,5	163,0	269,2	391,8	525,9	700,4	954,1
59,4	81,7	108,8	139,6	234,1	355,5	478,1	672,7	867,3
45,7	63,0	87,0	119,6	187,2	284,4	382,5	538,2	693,8
27,2	53,9	71,8	97,7	163,8	261,3	368,1	414,4	667,8
34,4	49,0	65,2	87,8	147,4	234,6	334,7	370,9	607,1
29,8	44,9	59,8	76,7	140,4	213,3	315,5	355,1	572,4

Tabelle 36.

Druck-höhe h_w m	Rohr-länge l m	Lichte Weite der Rohre in mm					
		30	35	40	45	50	60
		Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde					
12,0	10	10,0	14,3	19,5	27,3	33,6	53,3
	20	7,5	11,0	15,0	21,1	26,8	42,7
	40	5,6	8,3	11,3	15,8	20,1	32,6
	60	4,3	6,6	9,0	13,2	17,0	27,7
	80	3,9	6,0	8,1	11,6	15,3	24,7
	100	3,7	5,4	7,4	10,5	13,4	21,7
13,0	10	10,2	14,8	20,8	28,2	35,3	55,8
	20	7,8	11,4	16,0	21,7	28,3	44,6
	40	5,9	8,5	12,0	16,3	21,2	33,4
	60	4,7	6,8	9,6	13,6	17,9	29,0
	80	4,2	6,2	8,8	11,9	16,0	25,8
	100	3,8	5,6	8,0	10,8	14,0	22,7
14,0	10	10,6	15,2	20,7	29,2	38,4	59,4
	20	8,2	11,7	16,7	22,4	29,5	45,7
	40	6,1	8,8	12,5	16,8	22,1	34,3
	60	4,9	7,0	10,0	13,5	18,0	27,9
	80	4,4	6,4	9,1	12,3	16,2	26,0
	100	4,0	5,8	8,3	11,2	14,7	22,7
15,0	10	10,9	15,7	22,3	30,4	39,6	62,1
	20	8,4	12,1	17,1	23,4	30,4	47,7
	40	6,3	9,0	12,9	17,5	22,8	35,8
	60	5,0	7,2	10,4	14,2	18,3	29,2
	80	4,6	6,6	9,3	12,8	16,7	26,2
	100	4,1	6,0	8,5	11,7	15,2	23,9
16,0	10	11,3	16,4	23,3	31,2	41,2	64,1
	20	8,7	12,6	17,9	24,0	31,6	49,3
	40	6,5	9,4	13,4	18,0	23,7	36,9
	60	5,2	7,6	10,8	14,5	19,1	30,0
	80	4,7	6,9	9,7	13,2	17,4	27,1
	100	4,3	6,2	8,9	12,0	15,8	24,7
18,0	10	12,0	17,5	24,6	33,0	42,2	68,0
	20	9,2	13,4	18,9	25,4	32,4	52,3
	40	6,9	10,0	14,2	19,0	24,3	39,2
	60	5,5	8,0	11,4	15,4	26,1	31,8
	80	4,9	7,2	10,2	14,0	17,8	28,8
	100	4,5	6,6	9,3	12,7	16,2	26,2

Tabelle 36.

Lichte Weite der Rohre in mm								
70	80	90	100	125	150	175	200	225
Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde								
75,6	102,0	136,0	171,2	286,3	416,8	586,1	771,1	1006,0
60,5	85,0	113,3	145,5	245,1	368,9	523,8	701,0	914,6
46,5	66,4	90,6	116,4	216,1	295,1	419,0	560,8	731,6
39,9	56,1	74,8	101,8	171,5	271,1	403,3	539,7	704,2
35,0	51,0	68,0	91,6	154,4	243,4	366,6	490,7	640,2
30,3	46,7	62,3	80,0	147,0	221,3	345,7	462,6	603,6
80,7	107,4	142,8	176,8	293,6	434,8	599,9	807,2	1039,1
64,6	89,5	119,0	151,1	253,9	384,8	545,4	733,8	944,6
49,7	75,9	95,2	120,9	203,1	307,8	436,3	587,1	755,7
31,6	59,0	78,5	105,8	177,7	284,1	419,9	565,1	727,3
37,4	53,7	71,4	95,2	160,0	253,9	381,8	513,6	661,2
32,5	49,2	65,4	83,1	152,3	230,9	359,9	484,3	623,4
83,3	111,7	148,1	183,5	304,8	452,1	619,0	839,5	1078,4
66,6	93,8	123,4	156,8	262,8	400,1	562,7	763,2	980,4
51,3	71,8	98,7	125,4	214,2	320,0	450,2	610,5	784,3
43,9	61,4	81,4	111,7	183,4	294,0	425,6	587,6	754,9
38,6	55,9	74,0	98,8	195,5	263,0	393,9	534,2	686,3
34,9	51,2	67,8	86,2	157,6	240,0	371,4	510,0	647,0
86,7	114,4	153,6	190,9	319,4	467,2	642,8	864,4	1117,8
69,4	96,2	128,0	163,1	273,0	413,4	584,4	785,8	1016,2
53,4	74,1	102,4	130,5	218,4	330,7	467,5	618,6	812,9
45,8	63,5	84,4	114,2	191,1	303,8	457,6	605,0	782,4
40,2	57,7	76,8	102,7	171,9	272,0	409,0	550,0	711,3
36,5	52,9	70,4	89,7	163,8	248,0	385,7	518,6	670,7
91,0	119,3	161,4	196,7	327,4	485,1	661,7	888,0	1149,3
72,8	99,4	134,5	168,1	282,2	429,3	601,7	807,3	1044,8
56,1	76,6	107,6	134,5	225,7	343,4	481,3	645,7	835,8
48,0	65,6	88,7	117,7	197,5	315,5	463,3	621,6	804,5
42,2	59,6	80,7	105,9	177,8	282,6	423,3	565,1	731,3
38,3	54,7	73,9	92,4	169,3	257,6	397,1	532,8	689,7
94,5	127,6	172,8	208,3	345,8	515,3	703,1	951,4	1243,7
75,6	106,3	144,0	178,0	298,1	451,6	639,1	864,9	1130,7
58,2	81,9	115,2	142,4	238,5	361,3	511,3	691,9	904,5
49,9	70,1	95,0	124,6	208,7	331,9	492,1	666,0	870,6
42,8	63,8	86,6	111,5	187,8	297,8	447,4	605,4	791,5
39,7	58,4	79,2	97,9	178,8	270,9	421,8	559,8	746,2

Tabelle 36.

Druckhöhe h_w m	Rohrlänge l m	Lichte Weite der Rohre in mm					
		30	35	40	45	50	60
		Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde					
20,0	10	12,7	18,4	25,9	35,1	45,4	72,0
	20	9,8	14,1	19,9	27,0	34,9	55,4
	40	7,3	10,6	14,9	20,2	26,2	41,5
	60	5,8	8,5	12,0	16,3	18,0	33,6
25,0	10	14,3	20,5	29,0	37,7	48,9	77,4
	20	11,0	15,9	22,3	29,0	39,1	61,9
	40	7,2	11,9	16,7	21,7	27,0	46,4
	60	6,6	9,5	13,4	17,9	24,7	40,2
	80	6,0	8,6	12,1	15,9	21,6	31,1
	100	5,4	7,9	11,0	14,5	19,5	30,9

XIX. Der Wärmeverlust der Apparate und Rohrleitungen an die umgebende Luft und die Mittel zu seiner Verhütung.

A. Der Wärmeverlust.

I. Nach E. Péclets Gleichungen.

Für die Berechnung des Wärmeverlustes heisser Körper hat E. Péclet in seinem klassischen Werke: „Traité de la chaleur" die Grundlagen geschaffen. Indessen dürfen wir die vielen späteren Versuche und Berechnungsmethoden nicht übergehen, und geben daher die Wärmeverluste nach Péclet und nach neueren, einfacheren Bestimmungen. Leider weichen die Resultate beider Berechnungsarten erheblich von einander ab, so zwar, dass die Péclet'schen Gleichnungen zu kleine, die späteren Gleichungen zu grosse Zahlen ergeben. Die beobachteten Wärmeverluste, obgleich auch nicht alle harmonirend, liegen etwa in der Mitte der nach beiden Formeln berechneten.

Nach Péclet setzt sich der ganze in Kalorien ausgedrückte stündliche Wärmeverlust (M) für einen Quadratmeter heisser Fläche aus zwei Einzelverlusten zusammen, nämlich:

a) aus dem Verlust durch Strahlung (R), der ausser von der Lufttemperatur (ϑ) und der Temperatur-Differenz (t) zwischen dem heissen Körper und der umgebenden Luft nur abhängt von dem Material und der Beschaffenheit der ausstrahlenden Oberfläche. Er wird ausgedrückt durch den Koefficienten k; dieser ist für:

Tabelle 36.

Lichte Weite der Rohre in mm								
70	80	90	100	125	150	175	200	225
Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde								
99,6	132,5	177,2	219,9	363,8	535,0	743,8	1001,2	1291,0
79,7	110,5	147,7	187,9	313,6	477,0	676,1	910,2	1173,6
61,4	85,1	118,1	150,3	250,8	381,6	531,9	728,1	938,9
52,6	72,9	97,4	131,5	219,5	340,1	520,6	700,8	903,7
111,8	149,7	197,8	244,2	407,2	587,7	833,3	1106,9	1459,4
89,5	124,8	164,8	210,5	351,1	534,3	757,5	1006,3	1326,8
68,9	96,1	131,9	168,4	280,9	427,4	606,0	805,0	1061,4
59,0	82,3	97,9	147,3	245,8	392,0	641,6	852,3	1123,8
53,7	74,8	88,9	132,6	221,2	352,6	583,3	774,8	1021,6
49,2	68,6	90,6	126,0	210,6	320,5	499,9	664,1	875,6

Kupfer . . . k = 0,16
Schmiedeeisen . k = 2,77
Gusseisen . . k = 3,36

Nach Péclets empirischer Formel ist:

$$R = 124{,}72\ k\ a^{\vartheta}\ (a^t - 1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (163)$$

worin a die Zahl 1,0077 bedeutet;

b) aus dem Verlust, der durch Berührung mit der umgebenden Luft bewirkt wird (A). Hier hat die Form des Körpers neben der Temperatur-Differenz (t) einen wesentlichen Einfluss auf den Verlust, und dieser Einfluss wird durch den Koefficienten k^1 ausgedrückt:

Nach Péclet ist:

$$A = 0{,}552\ k^1\ t^{1{,}233} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (164)$$

Der Gesammtverlust des Körpers ist daher für 1 qm, 1 Stunde und die Temperatur-Differenzen t:

$$M = R + A = 124{,}72\ k\ a^{\vartheta}\ (a^t - 1) + 0{,}552\ k^1\ t^{1{,}233} \quad \textbf{(165)}$$

Der Koefficient k^1 ist von Péclet für viele Oberflächen-Formen bestimmt worden: er ist nach ihm ein anderer für flache, ebene, für runde horizontale, für runde vertikale Körper und hängt auch vom Durchmesser der Cylinder ab.

In den Tabellen 37 sind nun nach Péclets Angaben ausgerechnet und zusammengetragen:

a) der Wärmeverlust durch Strahlung (R) der Körper aus Kupfer, Schmiedeeisen, Gusseisen für 1 qm, 1 Stunde und für Temperatur-Differenz von 20°—180°,

Tabelle 37.

Wärmeverlust durch Strahlung R — Wärmeverlust ebener und cylindrischer Flächen aus Kupferblech, Schmiedeeisen und . pro 1 qm und 1 Stunde,

	Temperatur-Differenzen							
	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
a) Wärmeverlust durch Strahlung R pro 1 qm Temperatur-Differenzen								
Kupferblech (k = 0,16)								
R =	3,7	5,8	8,0	10,4	13,9	15,9	19	22,2
Schmiedeeisen (k = 2,77)								
R =	64	100	138,5	181	226	275	328	384
Gusseisen (k = 3,36)								
R =	78	121	168	219	274	334	396	466
Rohrdurchmesser d	b α) Wärmeverlust durch Leitung A							
20	130	215	306	404	505	610	716	832
30	101	168	241	316	396	479	562	754
40	88	145	207	272	340	412	483	561
50	79,4	131	186	246	307	372	436	505
60	74	121	173	228	285	345	404	470
70	70	115	164	216	270	328	384	444
80	66,6	109,8	156,6	205,8	258	312	367	426
90	65	107,5	153	202	252	305	360	415
100	62,6	103	147	193	242	293	345	399
150	57	94	133	176	220	266	313	364
200	54	89	127	167	210	239	298	344
300	51	84	120	158	197,8	293	282	326
400	49,9	82	117	156	194	234	276	319
500	48,6	81	115	151	190	230	271	313
600	48,4	80	113,7	148	187	227	267	309
800	47,7	78,7	112	147	185	223	263	305
1000	47	76,7	111	146	183	221	260	298
Höhe des Cylinders mm	b β) Wärmeverlust durch Leitung A Durchmesser des Cylinders = 1 m							
1000	59	96	138	182	228	275	323	375
2000	52	86	123	162	202	245	289	334
3000	50	82	117	154	194	235	275	333
4000	48,8	81	116	152	191	227	267	309
5000	48,4	80	113,7	148	187	222	261	299

Tabelle 37.

durch Leitung A — Koefficienten k und k^1 Gusseisen bei Temperatur-Differenzen von 20° bis 180° in Kalorien nach E. Péclet.

Temperatur-Differenzen								
100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
bei Kupfer, Schmiedeeisen, Gusseisen und bei von 20°—180°								
Kupferblech (k = 0,16)								
25,7	29,7	33,8	38,3	43	48	54	60	67
Schmiedeeisen (k = 2,77)								
447	506	585	662	746	836	939	1045	1159
Gusseisen (k = 3,36)								
541	622	709	803	904	1014	1139	1269	1406
bei horizontalen Rohren								
948	1065	1185	1309	1432	1561	1691	1822	1955
742	837	931	1028	1125	1226	1328	1431	1535
638	717	800	883	966	1053	1140	1229	1318
586	648	724	798	873	952	1031	1112	1192
536	601	671	740	810	883	957	1030	1105
507	567	636	706	768	838	907	978	1048
484	544	606	669	733	798	864	931	999
477	534	595	655	717	782	847	913	979
454	511	570	629	688	750	812	875	939
414	465	517	572	626	683	739	796	853
393	441	493	544	595	649	703	758	812
371	417	465	513	562	612	662	714	766
363	408	454	502	550	599	648	698	750
357	400	446	493	540	588	636	686	736
352	396	440	486	532	580	628	677	726
347	390	434	479	525	572	619	667	716
342	383	430	475	519	566	613	633	709
bei vertikalen Cylindern								
Durchmesser des Cylinders = 1 m								
428	480	535	591	646	705	—	—	—
381	427	477	526	575	627	—	—	—
364	409	457	504	551	601	—	—	—
352	396	440	477	532	580	—	—	—
344	385	432	486	516	569	—	—	—

Tabelle 37.

Höhe des Cylinders mm	Temperatur-Differenzen							
	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
Durchmesser des Cylinders = 1,5 m								
1000	59	95	137	180	226	273	320	371
2000	51	86	121	159	199	242	286	330
3000	49	82	115	151	191	231	272	315
4000	48,6	81	114	149	189	229	270	312
5000	48	79	112,5	147	185	225	265	306
Durchmesser des Cylinders = 2 m								
1000	58	94	136	179	224	270	317	368
2000	50	84	121	159	199	240	283	328
3000	48,8	82	116	152	191	225	271	308
4000	48,6	79,5	113	148	187	222	265	299
5000	47	76,7	111	146	183	221	260	298
Durchmesser des Cylinders = 2,5 m								
1000	56	91	132	173	217	262	307	357
2000	51	84	120	158	197,8	239	282	326
3000	48,6	81	115	151	190	230	271	313
4000	48	79	113	147	186	224	264	307
5000	47	76,7	111	146	183	221	260	298
Durchmesser des Cylinders = 3 m								
1000	55	91	131	172	216	260	305	355
2000	51	84	120	157	197	238	280	324
3000	48,6	81	114	150	189	229	270	312
4000	47,7	78,7	112	147	185	223	263	305
5000	47	76,7	111	146	183	221	260	298
b γ) Wärmeverlust durch Leitung A								
1000	53,2	53,2	87,8	125,3	206	253	294	349
2000	48,6	81	115	151	190	230	271	313
3000	47,0	76,7	111	146	183	221	260	298
4000	46,4	76,1	108,5	142,6	178,3	219	255	294
5000	45,1	75	107	140,5	176,3	213	251	290

Tabelle 37.

Temperatur-Differenzen								
100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
Durchmesser des Cylinders = 1,5 m								
424	475	530	585	640	698	—	—	—
377	420	470	522	570	617	—	—	—
358	401	448	495	546	591	—	—	—
355	398	444	490	537	585	—	—	—
348	392	436	481	527	575	—	—	—
Durchmesser des Cylinders = 2 m								
420	470	525	580	633	690	—	—	—
373	419	467	516	565	615	—	—	—
350	395	438	484	530	577	—	—	—
344	385	432	477	521	569	—	—	—
342	383	430	475	519	566	—	—	—
Durchmesser des Cylinders = 2,5 m								
405	456	509	562	615	670	—	—	—
371	417	465	513	562	612	—	—	—
357	400	446	493	540	588	—	—	—
348	392	436	482	528	575	—	—	—
342	382	430	475	519	566	—	—	—
Durchmesser des Cylinders = 3 m								
403	452	505	560	612	667	—	—	—
369	415	463	510	560	609	—	—	—
355	398	444	490	537	585	—	—	—
347	390	434	479	525	572	—	—	—
342	383	430	475	579	566	—	—	—
bei vertikalen ebenen Flächen								
388	426	484	535	586	638	691	745	800
363	408	454	502	550	599	648	698	750
342	383	430	475	519	566	613	660	709
336	379	420	463	508	553	599	645	692
331	369	414	451	501	545	590	637	682

Tabelle 37.

c) Werthe des Koefficienten k^1 für horizontale Rohre.

d = Durchmesser in mm

d =	20	25	30	40	50	60	mm
k^1 =	5,87	5,11	4,61	3,96	3,58	3,32	
d =	70	80	90	100	150	200	mm
k^1 =	3,15	3,0	2,94	2,82	2,567	2,44	
d =	300	400	600	800	900	1000	mm
k^1 =	2,3	2,25	2,21	2,18	2,15	2,13	

d) Werthe des Koefficienten k^1 für vertikale Cylinder.

h = Höhe, d = Durchmesser.

	h =	1000	2000	3000	4000	5000	mm
d = 1000	k^1 =	2,65	2,36	2,26	2,22	2,18	
d = 1500	k^1 =	2,62	2,33	2,24	2,20	2,16	
d = 2000	k^1 =	2,6	2,31	2,22	2,17	2,13	
d = 2500	k^1 =	2,52	2,3	2,21	2,16	2,13	
d = 3000	k^1 =	2,51	2,29	2,20	2,15	2,13	

e) Werthe des Koefficienten k^1 für vertikale ebene Flächen.

h = Höhe in mm

h =	1000	2000	3000	4000	5000	mm
k^1 =	2,4	2,21	2,13	2,08	2,05	

b) der Wärmeverlust durch Leitung (A) für 1 qm und 1 Stunde:

α) bei horizontalen Rohren von 20 bis 1000 mm Drm und Temperatur-Differenzen von 20° bis 180°,

β) bei vertikalen Cylindern von 1 bis 3 m Drm, 1 bis 5 m Höhe bei Temperatur-Differenzen von 20° bis 150°,

γ) bei ebenen Flächen von 1 bis 5 m Höhe und Temperatur-Differenzen von 20° bis 180°,

c) die Koefficienten k^1 für horizontale Rohre von 20° bis 180° Temperatur-Differenz,

d) „ „ k^1 „ vertikale, cylindrische Flächen mit Durchmessern von 1 bis 3 m und Höhen von 1 bis 5 m,

e) „ „ k^1 „ vertikale, ebene Flächen.

Aus der Tabelle 37 kann man für die meisten vorkommenden Fälle den rechnerisch festzustellenden Wärmeverlust (für 1 qm und 1 Stunde) ablesen. Zu diesem Zwecke addiert man den, für das

betreffende Material und die herrschende Temperatur-Differenz (t) abgelesenen Strahlungsverlust (R) zu dem Leitungsverlust (A), den die betreffende Körperform und Lage bei der herrschenden Temperatur-Differenz bedingt.

Beispiel. Ein horizontales gusseisernes Rohr von 200 mm äusserem Durchmesser verliert bei einer Temperatur-Differenz von 100°:

$M = R + A = 541 + 393 = 934$ Kalorien pro qm und Stunde.

Diese berechneten Wärmeverluste werden der Wahrheit vielleicht nahe kommen, indessen ist es doch nothwendig, zu erkunden, welche Werthe dafür etwa neuere in kleinerem und grösserem Maassstabe angestellte Versuche ergeben haben, wobei wohl von vornherein darauf gerechnet werden mag, dass diese mit grösseren Objekten in grösseren Räumen etc. angestellten Versuche etwas grössere Wärmeverluste zeigen werden, weil sie, meist zu praktischen Zwecken unternommen, nicht alle Nebenumstände (z. B. die lebhafte Luftbewegung um die warmen Versuchskörper) so vollkommen ausschliessen werden, wie es Péclets reine Laboratiumsversuche wohl mussten. Wir haben uns bemüht, die in der Literatur zerstreuten Notizen über Wärmeverlustversuche zu sammeln, und gaben in der Tabelle 38 das Gefundene, gestatten uns aber, dazu zu bemerken, dass die angeführten Versuche nicht alle von gleichem Werth scheinen, einige gewiss nicht mit Berücksichtigung aller in Frage kommenden Umstände ausgeführt wurden.

In der Tabelle 38 sind die von den Experimentatoren gefundenen Kondenswassermengen eingetragen und daraus die für 1 qm und 1 Stunde entwichenen Kalorien berechnet. Sodann ist in der nebenstehenden Spalte der nach den Formeln von Péclet sich rechnungsmässig für den einzelnen Fall ergebende Wärmeverlust angeführt.

Der Vergleich dieser Zahlen zeigt, dass in Wirklichkeit heisse Flächen etwa 25 % mehr Wärme verlieren als Péclets Formeln ergeben, was sich ungezwungen durch die überall und stets herrschende Luftströmung erklären lässt, die, wie jeder Kundige weiss, die Wärmeabgabe an die Luft in so grossem Maasse befördert. Es erklärt sich hieraus und aus dem veränderlichen Luftgehalt des Heizdampfes auch die Ungleichheit der bei den Versuchen gewonnenen Resultate.

Man kann nicht eine Tabelle der Wärmeverluste für alle so sehr verschiedenen Formen und Grössen der warmen Körper auf-

Tabelle 38.

Zusammenstellung der Versuchsresultate mehrerer Experimentatoren über Wärmeverluste. — Ordway, Gutermuth, Pasquay, Russner, Paul Müller.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Autor	lichte Weite = d aussen " = D Länge = l mm	Fläche des Rohrs aussen qm	Spannung des Dampfes innen Atm abs	Temperatur innen °C	Temperatur aussen °C	Kondensirt Dampf pro Stunde Kilo	Kondensirt Dampf p. 1 Std. u. 1 qm Oberfl. Kilo	Wärmeverlust pro 1 qm u. 1 Stunde Kal.	Verlust berechnet nach E. Péclet Kal.	Verlust berechnet nach Gleichung (169) Kal.	Wärmeverlust in Kal. bekleidet mit
John. M. Ordway Boston Report 14 F. W. Ripley prints Congress St. N. 138 Institution of Technologie 1883	d = 50 D = 59,7 l = 304,8	0,057	4	150	15	—	nackt: 3,176	1594	1628	2060	Filz 363
1885, Gutermuth, Z. d. V. d. J., 1887, N. 33, p. 653	d = 150 D = 174 l = 3000 Gusseisen	1,677 1,677 1,677 1,677 1,677 1,677 1,677	2,45 2,60 2,30 2,50 2,37 2,50 2,53 2,60	139 140 137 139 138 139 139 140	16,2 18,3 15,5 18,2 15,8 18,2 23,2 19,2	5,45 5,45 5,49 5,73 5,37 5,59 5,25 5,46	Durchschnitt: nackt: 3,28 bekleidet:	1672	1230	1700	Kieselguhr 561 Kork 495 ?
	d = 75 D = 83 l = 330000 Gusseisen	97,5 97,5 97,5 97,5	3 4 5 6	144 152 159 165,3	20 ? 20 ? 20 ? 20 ?	98 107,6 115 120	1,0 1,04 1,18 1,23				506 552 585 605
	d = 140 D = 168 l = 323000 Gusseisen	184 184 184	3 4 5 6	144 152 159 165,3	20 ? 20 ? 20 ? 20 ?	159 168 186,6 205	0,864 0,92 0,014 1,114				437 460 503 546
	d = 75 D = 83 l = 330000 + d = 140 D = 168 l = 323000 Gusseisen	zusammen 281,5	3 4 5 6 3 4 5 6	144 152 159 165,3 144 152 159 165,3	20 ? 20 ? 20 ? 20 ? 20 ? 20 ? 20 ? 20 ?	262 312 323 319 253 300 301 317	0,929 1,109 1,14 1,13 0,9 1,067 1,067 1,11				470 555 565 556 455 533 529 546

Tabelle 38.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Autor	lichte Weite = d aussen „ = D Länge = l mm	Fläche des Rohrs aussen qm	Spannung des Dampfes innen Atm abs	Temperatur innen °C	Temperatur aussen °C	Kondensirt Dampf pro 1 Stunde Kilo	Kondensirt Dampf p. 1 Stunde u. 1 qm Kilo	Wärmeverlust pro 1 qm u. 1 Stunde Kal.	Verlust berechnet nach E. Péclet Kal.	Verlust berechnet nach Gleichung (169) Kal.	Wärmeverlust in Kal. bekleidet mit
						nackt	nackt	nackt	nackt		Kieselg.
Pasquay. Privatnachricht. 1895 (?)	d = 140 D = 160 — 173 l = 1870 Gusseisen	1	1,7	115 145 139 135 135 129 129 122	15 14,5 21 15 10 25 29 22	2,332 3,547 3,06 3,145 4,08 2,769 3,061 2,433	3,332 3,547 3,06 3,145 4,08 2,769 3,061 2,433	1230 1791 1561 1613 2093 1431 1581 1267	954 1368 1221 1221 1299 1148 954 954	1431 2052 1710 1824 1935 1720 1431 1431	309
Dr. Jos. Kussner, Jahresber. d. techn. Staatsanstalten Mülhausen. Ost. 1891.	d = 120 D = ? l = ?	1 Schmiedeeisen	1,0	99,3	10,8	1,97	1,97	1058	805		
	d = ? D = 88,5 l = 3600	1	1	99,3	20	1,676	1,676	900	688		
Paul Müller, 24. Aug. 95, Agent v. Grätzweig u. Hartmann, Brochüre.	d = ? D = 159 l = 8008 Gusseisen	4	3,6 1,7 1,7 1,2 3,6 4,5 3,6 4,5 4,5 5,5 1,2 1,7 3,6 5,5	139,8 115,5 115,1 106,6 140,3 148,2 140,1 148 148,4 154,6 105 115 140 155	30,3 37,5 39,8 36,6 34,2 41,6 34,8 42,8 36,4 42,5		0,0298 0,0254 0,0243 0,0234 0,0266 0,0293 0,0268 0,030 0,0276 0,02995	1635 1038 958 871,5 1432 1567 1538 1584 1439 1663	1080 756 650 594 1020 1030 1020 1030 1072 1100	1612 1050 990 907 1590 1590 1525 1550 1650 1640	

Tabelle 39.

a) Wärmeverluste in Kalorien gusseiserner (G), schmiedeeiserner (S),
b) Wärmeverlust vertikaler Cylinder von 1000—5000
Die wirklichen Verluste sind etwa 25%

Lichte Weite des Rohrs d mm	Aussen-Durchmesser des Rohrs d_a mm	Kühlfläche pro 1 m Länge qm	Material	Temperatur-Differenzen 30°	40°	50°	60°	70°
				a) Wärmeverlust in Kalorien				
20	26	0,081	S	—	—	—	—	—
20	23	0,075	K	—	—	—	—	—
30	38	0,120	S	—	—	—	—	—
30	33	0,103	K	—	—	—	—	—
40	44,5	0,140	S	—	—	—	78	95
40	43	0,135	K	—	—	—	45	51
50	54	0,169	S	—	—	—	100	110
50	54	0,169	K	—	—	—	51	72
60	66	0,207	S	—	—	—	100	121
60	64	0,201	K	—	—	—	57	72
70	76	0,238	S	—	—	—	117	142
70	74	0,232	K	—	—	—	64	78
80	100	0,314	G	—	—	—	162	135
80	89	0,279	S	—	—	—	197	162
80	85	0,267	K	—	—	—	71	86
90	110	0,345	G	—	—	—	176	214
90	98	0,307	S	—	—	—	145	175
90	95	0,300	K	—	—	—	76	97
100	120	0,377	G	—	—	—	190	232
100	108	0,339	S	—	—	—	166	192
100	105	0,330	K	—	—	—	83	100
125	145	0,455	G	—	136	175	225	273
125	133	0,417	S	—	113	150	189	228
125	131	0,411	K	—	57	78	100	118
150	172	0,540	G	—	162	210	264	320
150	159	0,499	S	—	136	177	222	270
150	157	0,493	K	—	70	90	110	130
200	223	0,700	G	—	210	284	350	420
200	210	0,659	S	—	174	229	287	346
200	208	0,653	K	—	86	114	144	174
250	276	0,867	G	—	258	337	424	511
250	260	0,817	S	—	218	287	358	433
250	258	0,810	K	—	113	250	188	228

Tabelle 39.

erner (K) Rohre pro laufenden Meter in 1 Stunde nach E. Péclet.
e pro 1 qm in 1 Stunde nach E. Péclet.
ier als die hier berechneten.

Temperatur-Differenzen

°	90°	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°
laufenden m in 1 Stunde								
6	94	102	113	129	143	160	177	193
8	60	65	70	80	85	95	105	112
6	115	130	144	165	185	205	225	250
3	71	81	85	95	105	110	120	135
0	127	149	165	190	210	235	257	281
4	75	95	100	105	118	130	141	153
4	143	170	190	217	245	268	293	328
5	86	90	110	125	138	150	163	180
0	168	200	220	250	280	310	340	395
5	97	112	125	138	154	165	185	198
7	195	224	225	286	309	356	396	433
0	105	120	135	152	166	185	201	217
1	171	318	355	403	448	500	553	610
2	224	258	294	340	368	408	450	500
3	118	135	152	170	190	207	226	243
4	297	349	388	438	490	546	607	670
5	235	276	305	350	390	430	477	525
2	129	150	165	184	195	225	244	265
6	322	377	422	477	533	593	659	727
7	264	311	344	391	438	483	537	591
8	138	168	178	198	217	240	265	280
2	377	434	494	558	625	696	772	854
7	310	367	413	468	515	585	643	710
1	161	188	211	225	251	280	310	335
9	442	510	580	707	733	815	907	1004
9	372	431	483	577	616	688	758	839
0	190	210	240	270	300	325	360	390
1	588	700	770	875	980	1092	1211	1330
0	477	574	623	706	792	877	976	1082
4	234	275	305	345	376	410	456	490
7	705	814	924	1048	1178	1308	1466	1612
3	600	689	777	888	995	1107	1225	1353
3	313	356	400	446	495	542	592	643

Tabelle 39.

Lichte Weite des Rohrs d mm	Aussen-Durchmesser des Rohrs d_a mm	Kühlfläche pro 1 m Länge qm	Material	Temperatur-Differenzen 30°	40°	50°	60°	70°
				a) Wärmeverlust in Kalorien				
300	332	1,043	G	205	295	378	471	575
300	310	0,974	S	177	250	329	409	498
300	308	0,967	K	87	124	163	203	247
400	410	1,288	S	233	326	441	537	651
400	408	1,282	K	113	150	215	266	322
500	510	1,60	S	289	404	531	665	808
500	509	1,60	K	154	197	257	324	394
600	612	1,92	S	345	480	628	792	969
700	712	2,23	S	404	559	733	918	1115
800	813	2,55	S	448	642	841	1057	1275
900	913	2,87	S	505	723	947	1190	1435
1000	1013	3,18	S	556	791	1040	1299	1578
		Höhe m		b) Wärmeverlust vertikaler				
		1	G	216	305	399	500	607
			S	195	275	361	452	548
			K	101	145	191	240	290
		2	G	207	289	378	473	576
			S	186	259	340	425	517
			K	92	129	170	211	260
		3	G	203	283	370	465	565
			S	182	253	332	418	506
			K	88	124	162	204	247
		4	G	201	282	367	463	563
			S	181	252	330	415	494
			K	87	123	160	202	245
		5	G	200	280	365	460	560
			S	179	250	328	411	500
			K	85	121	158	200	241

stellen. Der Verlust muss vielmehr meistens als Produkt der berechneten Aussenfläche und der aus den Tabellen 37 oder 39 zu wählenden Flächeneinheits-Verluste bestimmt werden.

Für die am häufigsten vorkommenden Körper: horizontale Rohre und vertikale Cylinder von Gusseisen, Schmiedeeisen und Kupfer sind in der Tabelle 39, die nach Péclet berechneten Wärme-

Tabelle 39.

Temperatur-Differenzen

80_0	90°	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°
pro laufenden m in 1 Stunde								
702	820	947	1077	1213	1469	1517	1683	1865
588	689	793	895	1038	1129	1268	1404	1553
292	356	375	433	496	544	589	640	694
773	900	1037	1170	1330	1490	1658	1837	2032
380	439	494	565	659	688	764	834	905
960	1015	1286	1350	1649	1848	2057	2272	2520
464	535	612	688	768	849	932	1017	1104
1148	1357	1636	1722	1978	2213	2463	2718	2818
1322	1540	1774	2007	2279	2551	2845	3146	3639
1505	1746	2014	2269	2601	2907	3238	3595	3978
1693	1932	2252	2615	2927	3272	3715	4047	4477
1762	2162	2501	2820	3226	3612	4017	4458	4931
Cylinder pro 1 qm in 1 Stunde								
716	832	965	1097	1242	—	—	—	
648	755	871	981	1115	—	—	—	
340	395	450	505	564	—	—	—	
682	796	918	1042	1180	—	—	—	—
614	714	824	926	1055	—	—	—	
305	352	403	450	505	—	—	—	
668	781	899	1023	1157	—	—		
600	699	805	907	1033	—	—		
291	337	384	431	481	—	—	—	
666	778	896	1020	1152	—	—	—	
598	696	802	904	1029	—		—	—
289	334	381	428	478			—	
665	772	889	1014	1145	—	—		
593	690	795	896	1021	—	—		
284	328	374	422	470	—		—	

verluste pro 1 Stunde für Rohre von 20—1000 mm Dm pro laufenden Meter, und für vertikale Cylinder von 1—5 m Höhe pro 1 qm bei Temperatur-Differenzen von 30—160° zusammengestellt.

Um die in Wirklichkeit zu erwartenden Wärmeverluste zu erfahren, muss man die Zahlen der Tabelle 39 mit etwa 1,25 multipliciren, d. h. sie um rund 25% vergrössern.

2. Nach neueren Gleichungen.

Die zweite neuere, etwas vereinfachte Formel zur Bestimmung des Wärmeverlustes M warmer Körper an die umgebende Luft lautet wie früher:

$$M = R + A \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (166)$$

Der Verlust durch Strahlung ist hier (nach Dulong und Petit):

$$R = 125\ k\ (1{,}0077^{t_1} - 1{,}0077^{t_2}) \quad . \quad . \quad . \quad (167)$$

Der Strahlungs-Koefficient k nach Péclet für Kupfer = 0,16, Schmiedeeisen = 2,77, Gusseisen = 3,36. t_1 ist die Temperatur im heissen Raum, t_2 diejenigen im kühlen Raum.

Der Verlust durch Leitung lautet:

$$A = 0{,}55\ b\ (t_1 - t_2)^{1{,}233} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (168)$$

worin b den Leitungs-Koefficienten bezeichnet, den man nach Valerius für ruhende Luft = 4, für bewegte Luft = 5—6 annimmt.

Die ausgeschriebene Formel für den Wärmeverlust heisser Körper an die umgebende Luft lautet also:

$$M = 125\ k\ (1{,}0077^{t_1} - 1{,}0077^{t_2}) + 0{,}55\ b\ (t_1 - t_2)^{1{,}233} \quad \textbf{(169)}$$

Nach dieser Gleichung ist für die Tabelle 40 der Wärmeverlust gusseiserner, schmiedeeiserner, kupferner Flächen an die umgebende Luft für 1 Stunde, 1 qm und Temperatur-Differenzen von 20°—180° ausgerechnet.

Tabelle 40.

Temp.-Diff. °C.	Guss-Eisen	Schmiede Eisen	Kupfer	Temp.-Diff. °C.	Guss-Eisen	Schmiede Eisen	Kupfer
Wärmeverlust in WE p. 1 qm u. 1 Stunde bei nebenstehenden Temp.-Diff.							
20	200	192	133	110	1612	1550	986
30	324	312	210	120	1824	1652	1134
40	456	440	292	130	2052	1968	1252
50	590	570	384	140	2246	2156	1386
60	741	710	475	150	2485	2380	1496
70	907	877	552	160	2725	2610	1625
80	1074	1034	686	170	2945	2820	1747
90	1248	1200	794	180	3240	3100	1880
100	1431	1380	901				

Der Vergleich zeigt, dass diese Zahlen (Tabelle 40) erheblich grösser sind, als die nach Péclet's Formeln berechneten (Tabelle 39),

selbst grösser als die bei Versuchen gefundenen Verluste. Die Wahrheit wird, wie so oft, wohl auch hier in der Mitte liegen.

In die Zusammenstellung der Versuchsresultate (Tabelle 38) sind die nach beiden Formeln berechneten Werthe eingetragen, wodurch ein Vergleich erleichtert wird.

Bei Mehrkörper-Verdampf-Apparaten ist der Wärmeverlust grösser als ihre einfache Oberfläche bedingen würde.

Der Wärmeverlust der einzelnen Körper sei:

C_I C_{II} C_{III} C_{IV} Kalorien, so ist ohne Weiteres einleuchtend, dass die in einem Körper verloren gegangene Wärme in den folgenden keine Verdampfungsleistung ausüben kann.

Im Duble-Effet verliert der erste Körper C_I Kalorien, und da diese C_I Kalorien im zweiten Körper nun nichts verdampfen, nochmals soviel, zusammen $= 2 \cdot C_I$. Der zweite Körper verliert seinerseits C_{II} Kalorien.

Im Duble-Effet gehen also verloren zusammen: $2 \cdot C_I + 1 \cdot C_{II}$.
Im Triple-Effet ist der Verlust: $3 \cdot C_I + 2 \cdot C_{II} + 1 \cdot C_{III}$.
Im Quadruple-Effet: $4 \cdot C_I + 3 \cdot C_{II} + 2 \cdot C_{III} + 1 \cdot C_{IV}$.

Bei vertikalen Verdampf-Apparaten schwankt die Abkühlungsfläche qro 1 qm Heizfläche zwischen 0,12 bis 0,36 qm und beträgt in den meisten Fällen 0,16 bis 0,2 qm.

Beispiel. Seien in einem bestimmten Falle (bei einem Quadruple-Effet mit gleich grossen Körpern) die Abkühlungsflächen $= 0{,}18$ qm pro 1 qm Heizfläche

und herrschen dabei im:	I.	II.	III.	IV. Körper
die Temperaturen:	100°	95°	86°	60°
so sind die Temperatur-Differenzen:	80°	75°	65°	40°

Sind die Körper von Schmiedeeisen, so ist der Wärmeverlust in jedem Körper für 1 qm Heizfläche (Tabelle 39)

$=$	$0{,}18 \cdot 600$	$0{,}18 \cdot 550$	$0{,}18 \cdot 460$	$0{,}18 \cdot 253$
d. i. $=$	108	99	83	45,5 WE

der ganze Wärmeverlust also:

$$\begin{array}{lcccccccc} & 4 \cdot 108 & & 3 \cdot 99 & & 2 \cdot 83 & & 1 \cdot 45{,}5 & \\ \hline \text{d. h. zusammen:} & 432 & + & 297 & + & 166 & + & 45{,}5 & = 940{,}5 \text{ WE} \end{array}$$

oder im Durchschnitt pro 1 qm Heizfläche und 1 Stunde: $\frac{940{,}5}{4} = 235$ WE, gleich etwa 2—3% der Leistung.

Bei unbekleideten Quadruple-Effets von:

	300	400	600	800 qm
beträgt der Wärme-Verlust etwa:	70500	94000	141000	188000 WE
oder ca.:	130	195	260	345 kg Dampf
oder ca.:	22	33	45	58 kg Kohle

pro 1 Stunde. Eher mehr als weniger.

Der Wärmeverlust ist also bei grossen Apparaten nicht unbedeutend, und es ist sehr zweckmässig, sie davor zu schützen.

B. Die Mittel und deren Wirkung zur Verhütung des Wärmeverlustes.

Nach den von verschiedenen Experimentatoren gefundenen und ziemlich übereinstimmenden Resultaten sind die besten Schutzmittel gegen Wärmeverluste poröse Körper, die Luft enthalten. Ihre Reihenfolge, die besten voraus, mag etwa folgende sein: Seide, Haare, Wolle, Baumwolle, Stroh, Torf, Kork, Holz, Asche, Kieselguhr, Sägemehl, Koakspulver, Schlackenwolle, ferner Gemische von Lehm, Kalk, Gyps, allein oder mit Haaren. Die Umhüllung darf nicht zu dick sein, um die Oberfläche nicht zu sehr zu vergrössern, weil leicht eine kältere grössere Oberfläche mehr Wärme verlieren kann, als eine kleinere, wärmere. Die Umhüllung soll leicht sein, nicht brennbar, ziemlich unempfindlich gegen äussere Verletzungen; es scheint, als ob die von Pasquay bei seinen Versuchen gefundenen Zahlen für die Leitungsfähigkeit der verschiedenen Wärmeschutzmittel als zuverlässig anzusehen seien, und dass Seidenabfall als das beste Wärmeschutzmittel gelten darf.

Pasquay fand folgende Wärmeleitungsfähigkeit:

Seide	0,045 – 0,048
Kuhhaarfilz	0,057
Korkschalen	0,073
Torfschalen	0,073—0,0997
Kieselguhr	0,077—0,144
Leroy'sche Masse	0,089—0,125
Knoch'sche Masse	0,090—0,240
Schlackenwolle	0,101
Grünzweig und Hartmann (Kieselguhr)	0,122
Einsiedel'sche Masse	0,139

Der Strahlungs-Koefficient für Schutzmasse wird zu 3,65 angenommen.

Derselbe Experimentator (Ch. Pasquay: Wärmeschutz im Dampfbetrieb, 1895) fand folgende Dampfkondensationen bei nacktem und bekleidetem Rohr unter sonst gleichen Umständen: Bei den Versuchen war die Dampftemperatur = 135°, die der Luft 13,5—16° (im Mittel 15°).

Das Rohr kondensirte p. 1 qm u. 1 Stunde				nackt	2,972—3,087 kg Dampf
bekleidet	mit	Seidenpolster	25 mm dick	0,446	„ „
„	„	Korkschalen	55 „ „	0,467	„ „
„	„	Kieselguhr		0,640—0,895	„ „
„	„	Leroy'sche Masse	25 mm „	0,672—0,871	„ „
„	„	Knoch'sche „	25 „ „	0,845—1,216	„ „
„	„	Klehmet		1,396	

Es ist zu berücksichtigen, dass die Zusammensetzung der gemischten Schutzmittel einen erheblichen Einfluss auf ihre Wirkung ausübt, und dass diese Zusammensetzung in Wirklichkeit nicht immer die gleiche ist.

Für die Wahl der Schutzmittel wird auch der Preis von Einfluss sein.

Man kann durch die besten Wärmeschutzmittel im günstigsten Fall etwa 80—85 % des bei nacktem Rohr eintretenden Verlustes vermeiden.

Von Herrn Dr. Johannes Russner wird für Dampfrohre eine doppelte, dicht schliessende Bekleidung aus Eisenblech (Weissblech) vorgeschlagen, die noch besser wirken soll als Seide. Diese Bekleidung mit Blech scheint etwas theuer. Bei derselben spielt die Weite des Zwischenraumes zwischen Rohr und Mantel, die nicht zu klein und nicht zu gross sein darf, eine wesentliche Rolle; 10 mm werden dafür als passend angegeben.

XX. Von den Kondensatoren.

Die Vorrichtungen, mit deren Hülfe Dämpfe (oder Gase) verflüssigt oder kondensirt werden, nennt man Kondensatoren. Oft wünscht man die Dämpfe oder Gase bei atmosphärischem Druck zu verflüssigen, öfter will man durch die Kondensation einen luftverdünnten Raum, ein Vakuum, erzeugen und erhalten. Im letzteren Fall muss die Kondensation natürlich in von der Luft abgeschlossenem

Raum bewirkt werden. Die Verdichtung geschieht in den hier betrachteten Fällen fast ausnahmslos durch Wärme-Entziehung, und da zu diesem Zweck meist kaltes Wasser, selten kalte Luft angewendet wird, weil das erstere das billigste und bequemste Mittel ist, so bieten sich zwei Möglichkeiten für seine Anwendung dar. Entweder nämlich spritzt man das Kühlwasser direkt in den zu kondensirenden Dampf, oder man leitet diesen an mit Wasser oder Luft gekühlten Flächen vorbei. So erhält man:

A. Einspritz-Kondensatoren,

B. Oberflächen-Kondensatoren.

Weil die ersteren am billigsten sind, wird man sie immer da anwenden, wo es sich nicht darum handelt, die Dämpfe von werthvollen Flüssigkeiten (Alkohol, Aether, Benzol etc.) zu trennen oder reines Kondenswasser zu erhalten.

Von den Einspritz-Kondensatoren, die dazu dienen, ein Vakuum zu erzeugen, die also immer mit einer Luftpumpe verbunden sein müssen, kann man zwei verschiedene Anordnungen unterscheiden, nämlich:

a) Die sogenannten nassen Kondensatoren. Das sind die, aus denen die Luftpumpe mit der Luft und den nicht kondensirten Gasen auch die kondensirten Dämpfe und das Einspritzwasser absaugen muss. Das Princip des Gegenstromes zwischen Dampf und Kühlwasser kann bei ihnen angewendet werden, hat aber nicht grossen Nutzen. Sie sind meist Parallelstrom-Kondensatoren.

b) Die sogenannten trockenen Kondensatoren. Das sind die, aus denen die Luftpumpe nur die Luft und die unkondensirbaren Gase absaugt, während der kondensirte Dampf und das Einspritzwasser selbstthätig auf anderem Wege abgeführt werden. Das Princip des Gegenstromes zwischen Dampf und Kühlwasser wird bei ihnen fast immer und mit grossem Nutzen angewendet, daher man sie auch trockene Gegenstrom-Kondensatoren nennt.

Die Oberflächen-Kondensatoren werden, da sie meistens einer grossen Fläche bedürfen, fast immer aus Rohren hergestellt, sei es, dass man eins oder wenige lange Rohre, oder dass man viele kurze anwendet. Der Dampf kann dabei durch und das Kühlwasser um die Rohre strömen, es kann auch umgekehrt angeordnet sein, in beiden Fällen kann das Wasser in seiner ganzen Masse im geschlossenen Raum die Kondensatorflächen langsam, meistens emporsteigend (Gegenstrom), umfliessen. Daher nennen wir diese Apparate

Oberflächen-Gefäss-Kondensatoren. In vielen Fällen soll der in die Kondensatoren geleitete Dampf nicht nur niedergeschlagen, sondern das gebildete Kondensat auch noch gekühlt werden. Dann muss sich an die Kondensatorfläche noch eine Kühlfläche anschliessen, und man nennt dann diese Apparate auch Kühler. Lässt man den Dampf durch die Rohre strömen und das Kühlwasser von aussen frei an der Luft über die Rohre herabrieseln, so entstehen die Oberflächen-Riesel-Kondensatoren.

A. Die Einspritz-Kondensatoren.

1. Allgemeines.

Wenn in einen vorher ganz leeren, ganz geschlossenen Kondensator ein bestimmtes Dampfgewicht von beliebiger Spannung und hinreichend viel kaltes Wasser geleitet wird, so wird fast aller Dampf in Wasser verwandelt, und das Einspritz- resp. Kühlwasser wird durch Wärmeaustausch erheblich erwärmt. In dem Kondensator würde nach geschehener Kondensation nur bleiben: warmes Wasser und über demselben ein absolut leerer Raum, in dem die Spannung 0 resp. ein Vakuum von 760 mm herrschen müsste, wenn dieser Raum nicht sofort durch zwei Dinge ausgefüllt würde, nämlich

a) durch den Dampf, der sich aus dem warmen Wasser entwickelt; seine Spannung, die genau der Wasser-Temperatur entsprechen muss, ist in jedem Falle bekannt;

b) durch die Luft, die mit dem Dampf und mit dem Kühlwasser stets in den Kondensator geführt wird.

Wenn wirklich gar keine Luft in den Kondensator gelangen würde, so wäre nach geschehener Kondensation in dem geschlossenen Kondensator nur Wasser und Dampf von der Spannung der Wassertemperatur enthalten; da aber mit dem Dampf und dem Wasser stets Luft eingeführt wird, so kommt zu diesem Dampfdruck immer noch der Druck der eingeführten Luft hinzu, und im Kondensator herrscht dann eine Spannung, die gleich ist der Summe von Luft- und Dampfdruck.

Warmes Wasser, welches zur Kondensation gedient hat, dann künstlich gekühlt und wieder in den Kondensator geführt wird, enthält wenig, aber immer etwas Luft.

In einem geschlossenen Gefäss, dass zum Theil mit heissem Wasser gefüllt ist, und in dem durch künstliche Pressung ein erheblicher Luftdruck erzeugt wäre, würde sich dennoch aus dem

Wasser Dampf, und zwar von der Spannung, die dessen Temperatur entspricht, entwickeln, und dieser würde die schon vorhandene Spannung um seine eigene vergrössern.

Die Luftpumpen haben nun den Zweck, aus dem Kondensator die Luft (durch Dampf und Wasser hineingeführt) möglichst schnell und vollkommen zu entfernen, so dass im Kondensator nur noch die Dampfspannung bleibt, welche der Temperatur des Kondenswassers entspricht.

Der Druck im Kondensator soll so klein wie irgend möglich sein, denn mit seiner Abnahme fällt auch die Siedetemperatur und steigt die Verdampfungsleistung der Heizfläche im Vakuum.

Es kann nicht die Absicht sein, ausser der Luft auch den Wasserdampf, der sich aus dem Wasser bilden kann, mit der Luftpumpe abzusaugen, um das Vakuum zu vergrössern, weil das Volumen dieses Dampfes so gross ist, dass es mit handlichen Maschinen nicht bewältigt werden kann. Wollte man etwa mit der Luftpumpe Dampf aus dem Kondensator saugen und so bewirken, dass aus dem heissen Wasser sich neue Dämpfe bilden, die das warme Wasser abkühlen, zu dem Zwecke, dadurch ein höheres Vakuum zu erzeugen, so würde man ganz unmögliche Abmessungen der Luftpumpe erhalten.

Beispiel. Um 100 kg Dampf zu kondensiren, braucht man unter bestimmten Umständen 3030 kg Wasser, das durch den Dampf von 15° auf 35° erwärmt wird.

Um diese 3030 kg Wasser um 5° abzukühlen (auf 30°) müsste man ihm 15150 WE entziehen oder 15150 : 580 = 26,1 kg davon verdampfen. 1 kg Dampf von 35° bis 30° hat durchschnittlich 28750 Liter Volumen, 26,1 kg also 750375 Liter. So grosse Volumina kann man natürlich nicht in kurzer Zeit fortpumpen.

Man muss sich also darauf beschränken, möglichst nur die Luft aus dem Kondensator abzusaugen.

Da die Spannung im Kondensator immer die Summe der Luft- und Dampfspannung ist, so folgt, dass die Spannung der Luft im Kondensator gefunden wird, wenn man von der Gesammtspannung die des Dampfes abzieht: Die Spannung des Dampfes ist aber bedingt durch die Temperatur des durch den kondensirten Dampf erwärmten Einspritzwassers, mit dem er in Berührung ist.

Da die Wassertemperatur an verschiedenen Stellen desselben Kondensators verschieden ist, so ist es die Dampfspannung gleichfalls, und muss es die Spannung der Luft auch sein. Die Gesammt-

spannung kann nicht an allen Stellen des Kondensators dieselbe sein, schon weil Luft- und Dampfströmungen in demselben herrschen müssen, aber immer muss diese Gesammtspannung etwas kleiner sein als in dem Verdampf-Apparat, dessen Dämpfe im Kondensator niedergeschlagen werden sollen, weil die Reibung des Dampfes in den Rohren auf dem Wege vom Verdampf-Apparat zum Kondensator naturgemäss einen gewissen Druck verzehrt.

Im Verdampf-Apparat muss ein etwas höherer Druck als im Kondensator herrschen, um den abgehenden Dämpfen ihre Geschwindigkeit zu ertheilen. Dieser Druckunterschied wird um so kleiner sein, je kürzer die Rohrleitung und je langsamer die Bewegung des Dampfes in derselben ist. Näheres hierüber findet sich in Abschnitt XVII.

Je höher die Wassertemperatur im Kondensator an der Stelle ist, an welcher die Luft abgesaugt wird, um so grösser ist, entsprechend der Wassertemperatur, die Dampfspannung an dieser Stelle. Bei einer bestimmten Gesammtspannung im Kondensator wird also die Spannung der Luft um so kleiner sein müssen (d. h. ein bestimmtes Gewicht derselben wird ein um so grösseres Volumen einnehmen, das aus dem Kondensator zu entfernen ist), je wärmer das Wasser ist, welches sie zuletzt berührte.

Man sieht also hieraus, dass unter sonst gleichen Umständen das abzusaugende Luftvolumen am kleinsten ist, wenn es bei seiner Entfernung aus dem Kondensator mit kaltem Wasser mittelbar oder unmittelbar in Berührung war. Dies findet bei Gegenstrom- und Oberflächen-Kondensatoren statt, während bei Parallelstrom-Kondensatoren das warme Wasser mit der Luft und dem Dampf gemeinsam in die Pumpe geht.

Die Menge des Kühlwassers, die in einem Kondensator verbraucht wird, muss immer so gross sein, dass die Temperatur des Ablaufwassers etwas niedriger ist, als der Luftleere (dem absoluten Druck, dem Vakuum) entspricht, weil nur dadurch die Luftleere im Kondensator etwas grösser (oder der Druck etwas kleiner) als im Verdampf-Apparat erhalten werden kann, was, wie wir sahen, nöthig ist.

Bei den nassen (Parallelstrom-) Einspritz-Kondensatoren tritt der Dampf mit dem möglichst gut vertheilten Wasser oben zusammen in den geschlossenen Kondensator-Körper, und beide bewegen sich mit verschiedener Geschwindigkeit nach unten. Dabei

giebt der Dampf seine Wärme an das Kühlwasser ab und verflüssigt sich, dass Kühlwasser nimmt die Wärme auf und wird wärmer. Die Geschwindigkeit des Dampfes nimmt nach unten hin bis 0 ab, die Geschwindigkeit des Wassers nimmt nach unten hin entsprechend den Fallgesetzen zu. Luft, Wasser und unkondensirbare Gase sammeln sich am unteren Theil des Kondensators, um von der Luftpumpe abgesaugt zu werden.

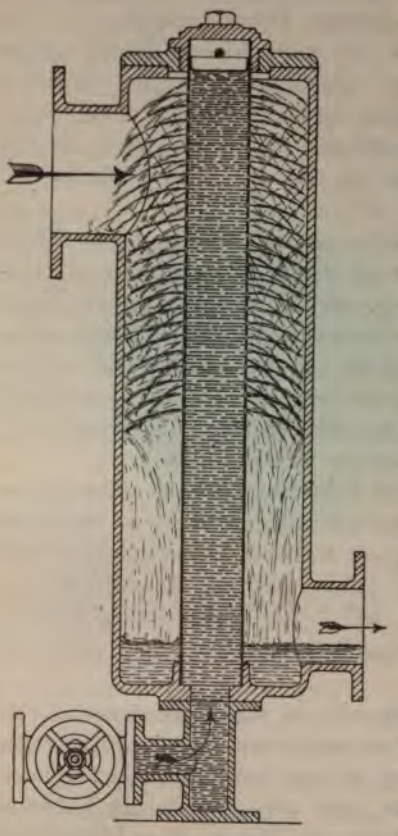


Fig. 14.

Im Einzelnen können die nassen Kondensatoren recht verschiedene Konstruktion haben. Die Figur 14 verdeutlicht nur eine Ausführung, die ganz praktisch ist, und welche erlaubt, das nöthige Einspritzwasser direkt aus einem Brunnen anzusaugen.

Man kann auch bei den nassen Kondensatoren einen Gegenstrom herstellen, indem man den Dampf unten einführt und dann die Luft oben absaugt, wodurch diese, da sie zuletzt mit dem kalten Wasser in Berührung war, kälter entfernt werden kann, was ja an sich vortheilhaft ist. Da die Luft aber im Pumpencylinder oder auch schon früher mit dem warmen Wasser, über welchem Dampf von entsprechender Spannung steht, in Berührung kommt, so ist ein Vortheil dieser Einrichtung nicht wohl zu erkennen, denn die Luft nimmt bei der innigen Mischung recht schnell die Temperatur des Wassers an, und der Zustand ist dann gleich dem, der eintritt, wenn Luft und Wasser auf demselben Wege abgesaugt werden. Der Druck in der nassen Luftpumpe, auf den es doch ankommt,

wird immer durch die Temperatur des abzusaugenden Wassers beherrscht.

Bei den trockenen (Gegenstrom-) Kondensatoren tritt der Dampf unten und das gut vertheilte Kühlwasser oben ein. Der Dampf strömt mit abnehmender Geschwindigkeit nach oben, das Kühlwasser nach unten. Man bemüht sich, die Einrichtung so zu treffen, dass das Kühlwasser beim Austritt möglichst die Temperatur des einströmenden Dampfes und die Luft möglichst die des eintretenden Kühlwassers habe. Man nimmt oft an, dass die Temperatur des Dampfes im Kondensator überall dieselbe sei, was streng genommen nicht stattfinden kann. Aus dem untersten Theil des Kondensators fliesst das Einspritzwasser und der kondensirte Dampf selbstthätig durch ein mindestens 10,7 m langes Barometerrohr ab. Im günstigsten Fall herrscht in diesem Kondensator die Spannung, die der Temperatur des abfliessenden Kühlwassers entspricht.

Auch die trockenen Kondensatoren werden verschieden gebaut. Die Figur 15 zeigt, abgesehen von Details, eine allgemeine Anordnung, die wohl ohne Weiteres deutlich ist.

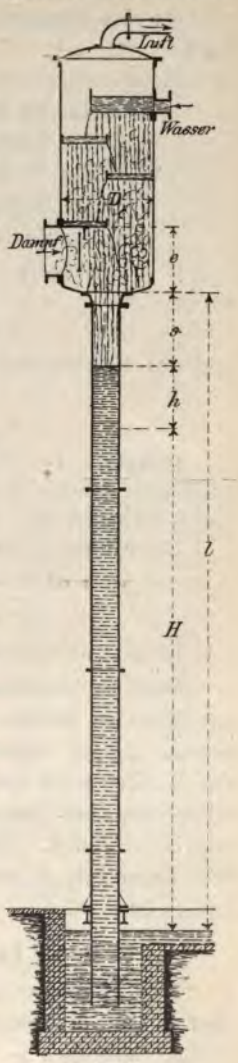


Fig. 15.

Wir wollen nun zunächst die Faktoren, welche für die Abmessungen der Einspritz-Kondensatoren massgebend sind, einzeln besprechen und dann die Resultate der Untersuchungen für die Feststellung ihrer Abmessungen benutzen.

2. Die erforderliche Kühlwassermenge.

Die in jedem Fall nöthige Kühlwassermenge hängt vornehmlich ab von seiner ursprünglichen Temperatur, von derjenigen,

mit welcher man es entlassen will und endlich von der Gesammtwärme des Dampfes, die von der zu erzielenden Luftleere bedingt wird.

Es sei:

D = das zu kondensirende Dampfgewicht in kg,
c = die Gesammtwärme von 1 kg dieses Dampfes,
W = das Gewicht des Kühlwassers in kg,
t_a = die Anfangstemperatur dieses Wassers in Graden Cels.,
t_e = die Endtemperatur des Ablaufwassers (nach der Kondensation),

so ist:

$$D\,c + W\,t_a = (W + D)\,t_e \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (170)$$

und das Kühlwassergewicht:

$$W = \frac{D\,(c - t_e)}{t_e - t_a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (171)$$

Beispiel. $D = 100$ kg Dampf sollen durch Wasser von $t_a = 10^0$ kondensirt werden, sodass das Ablaufwasser $t_e = 40^0$ warm ist. Wieviel Kühlwasser wird gebraucht?

Bei 40^0 hat 1 kg Dampf $c = 618{,}7$ WE, daher:

$$W = \frac{D\,(c - t_e)}{t_e - t_a} = \frac{100\,(618{,}7 - 40)}{40 - 10} = 1929 \text{ kg}.$$

Es sind also in diesem Falle $W = 1929$ kg Kühlwasser nöthig.

Weil es bisweilen recht bequem ist, diese Angaben geordnet zur Hand zu haben, so ist hier eine kleine Tabelle 41 angefügt, welche angiebt, wieviel kg Wasser unter verschiedenen Umständen zur Kondensation von 1 kg Dampf nothwendig sind, und zwar für Einspritzwasser-Temperaturen von 5^0 bis 40^0, und Ablauftemperaturen von 20^0 bis 60^0. (Die Dampfwärme ist hierbei durchweg $c = 640$ WE angenommen, während sie in Wirklichkeit für jeden Fall etwas anders ist.)

3. Der Durchmesser der Wasserzuführungsrohre.

Der Durchmesser der Wasserzuführungsrohre hängt von der Menge des in bestimmter Zeit einzuführenden Wassers und dem Druck, mit dem es in den Kondensator gepresst wird, ab. Die erforderliche Wassermenge kann für jeden Fall aus der Tabelle 41 entnommen werden. Der vorhandene Druck aber ergiebt sich aus den besonderen Umständen jeder Anlage. Dieser Druck kann sehr verschieden sein. Befindet sich das Wassergefäss (oder der Brunnen,

Tabelle 41.

Erforderliches Kühlwassergewicht W für die Kondensation von 1 Kilo Dampf.

Einspritz-Wasser t_a	Temperatur des Ablaufwassers t_e in °C								
	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°
	Erforderliches Einspritzwasser in Kilo für 1 Kilo Dampf								
5°	44,3	30	23,8	19,7	16,7	14,5	12,7	11,4	10,3
6°	43,2	31,5	24,7	20,5	17,2	14,9	13	11,6	10,5
7°	46,5	33,3	25,6	21,3	17,8	15,2	13,3	11,8	10,7
8°	50,5	35,3	27	22	18,3	15,7	13,7	12,13	10,9
9°	55	37,5	28,3	23	18,9	16,1	14	12,4	11,1
10°	60,5	40	29,3	24	19,6	16,4	14,4	12,7	11,3
11°	66,2	42,9	31,3	24,6	20	17,1	14,8	13	11,5
12°	75,6	46,2	33	25,6	20,9	17,6	15,1	13,25	11,8
13°	86,4	50	35	26,5	21,3	18,1	15,4	13,6	12
14°	101	55	37,2	28,1	22,5	19	16	14	12,3
15°	121	60	39,6	29,5	23,4	19,7	16,4	14,25	12,6
16°	152	66	42,5	31,1	24,1	20	16,9	14,6	12,85
17°	202	75	45,6	33	25,4	20,7	17,4	15	13,15
18°	303	86	49,6	34,5	26,6	21,5	18	15,4	13,4
19°	—	100	54,1	36,5	27,8	22,3	18,5	16	13,8
20°	—	120	59,5	39,5	29,3	23,2	19,1	16,3	14,1
21°	—	150	65	42,1	30,8	24,1	19,8	17	14,5
22°	—	200	74,4	45,4	32,4	25,1	20,6	17,3	14,8
23°	—	—	84,4	49,5	34,4	26,4	21,3	17,8	15,3
24°	—	—	99,2	53,6	36,5	27,6	22,1	18,4	15,7
25°	—	—	119	59	38,5	29,3	23	19	16
26°	—	—	149	65,6	42	30,5	23,9	19,6	16,4
27°	—	—	—	74,3	45	32,2	25	20,5	17,1
28°	—	—	—	84,3	49	34,1	26,14	20,7	17,7
29°	—	—	—	98,3	53,2	36,2	27,4	21,5	18,2
30°	—	—	—	147	58,5	38,6	28,75	22,4	19,2
31°	—	—	—	197	65	41,4	30,3	23,3	19,5
32°	—	—	—	—	73	44,6	32	24,1	20,2
33°	—	—	—	—	97,5	48,3	33,8	25,4	20,5
34°	—	—	—	—	117	53	35,9	26,7	21,7
35°	—	—	—	—	149	58	38,3	28	22,6
36°	—	—	—	—	—	—	41	29,4	23,5
37°	—	—	—	—	—	—	44,2	31,1	24,6
38°	—	—	—	—	—	—	48	33	25,7
39°	—	—	—	—	—	—	52,5	35	27
40°	—	—	—	—	—	—	57,5	37,3	28,3

der Bach) in der Höhe des Kondensators, so kommt der ganze Ueberdruck der Atmosphäre über den Druck im Kondensator für die Bewegung des Wassers (als Saugfähigkeit) zur Wirkung. Herrscht im Kondensator ein Vakuum von 700 mm Quecksilber, einer Wassersäule von $H = 9{,}525$ m entsprechend, so ist die Druckhöhe des Wassers in diesem Fall auch $h_w = H = 9{,}525$. Befindet sich das Wassergefäss um die Höhe h_h höher als der Kondensator, so kommt diese Höhen-Differenz zu dem Vakuum als Druckhöhe hinzu und die gesammte Druckhöhe ist alsdann: $h_w = H + h_h$. Befindet sich das Wasser tiefer als der Kondensator, und zwar um die Höhe h_t, so ist die Wasserdruckhöhe gleich der Differenz dieser Höhen $h_w = H - h_t$. Hierbei müssen die Höhen h_h und h_t stets vom Wassereintrittsstutzen in den Kondensator aus gerechnet werden.

Wenn man es vermeiden will das Wasser mit einer Pumpe in den Kondensator zu drücken, so darf die Anlage nie so eingerichtet werden, dass $H = h_t$ ist, denn man bedarf allemal einer gewissen Druckhöhe, um die Widerstände der Wasserbewegung zu überwinden und um dem Wasser eine gewisse Geschwindigkeit zu ertheilen. Man sollte den Ueberdruck $H - h_t$ nie geringer als 3 m zulassen; besser ist es, wenn er grösser ist.

Die Abmessungen der Wasserzuführungsrohre für die verschiedenen Fälle findet man in Abschnitt XVIII und Tabelle 36.

4. Das Wasserablaufrohr (Fallrohr) des trockenen Kondensators (Fig. 15).

Das Wasserablaufrohr des trockenen Kondensators dient dazu, den kondensirten Dampf und das für die Kondensation verwendete Wasser regelmässig aus ihm abzuführen. Da im Kondensator ein mehr oder weniger vollkommenes Vakuum herrscht, so wird durch den Druck der äusseren Atmosphäre das Wasser im Fallrohr gleich wie das Quecksilber im Barometer in einer diesem Druck entsprechenden Höhe gehalten.

Der Druck der Atmosphäre ist gleich einer Wassersäule von 10,336 m im Zustande seiner grössten Dichte, d. h. bei einer Temperatur von 4^0; denn er ist $= 1{,}0336$ kg pro Quadratcentimeter. Da aber in dem Kondensator nie eine vollkommene Luftleere herrscht, so ist die Höhe, in der die Fallwassersäule durch die Atmosphäre gehalten wird, stets geringer. Bedeutet b das Vakuum im Kondensator in Millimetern Quecksilbersäule gemessen, und ist die Wasser-

temperatur 4°, so ist die Höhe der Fallwassersäule in Metern Wassersäule:

$$H = 10{,}336 \frac{b}{760} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (172)$$

Nun ist das Fallwasser aber stets wärmer als 4°, daher sein specifisches Gewicht geringer, sein Volumen grösser; die Fallwassersäule muss also in diesem Verhältniss höher sein.

Nach Volkmann (1881) ist das Wasservolumen V_w, wenn es bei $4^0 = 1$ ist,

bei	4°	30°	40°	50°	60°	70°
$V_w =$	1,0	1,00425	1,007700	1,01197	1,01694	1,02261
bei			80°	100°		
$V_w =$			1,02891	1,04323		

und daher ist die Höhe der ruhenden Wassersäule für jedes Vakuum und jede Temperatur genauer:

$$H = 10{,}336 \frac{b}{760} V_w = 0{,}136 \cdot b \cdot V_w \cdot \cdot \quad \mathbf{(173)}$$

Nun soll aber das Fallrohr eine gewisse Wassermenge in der Zeiteinheit abführen, daher muss das Wasser eine gewisse Fallgeschwindigkeit erhalten, die ihm nur durch eine bestimmte Druckhöhe h ertheilt werden kann.

Diese Druckhöhe h ist diejenige Wassersäule, um welche das Wasser im Fallrohr höher stehen muss als die Differenz zwischen dem äusseren Atmosphärendruck und dem absoluten Druck im Kondensator beträgt. Sie ist dazu bestimmt, erstens die der abwärts gerichteten Wasserbewegung entgegenstehenden Widerstände zu überwinden und zweitens dem Wasser die nöthige Geschwindigkeit zu ertheilen.

Nimmt man für einen bestimmten Fall diese Wasserdruckhöhe h an, so ergiebt sich aus dieser nach bekannten Formeln [Abschnitt XVIII, Gleichung (157)] die Fallgeschwindigkeit des Wassers und damit die Wassermenge, welche in bestimmter Zeit durch ein Rohr von bestimmtem Querschnitt abgeführt werden kann. (Man kann natürlich auch umgekehrt eine gewisse Wasserfallgeschwindigkeit fordern und die für Erzeugung derselben nothwendige Druckhöhe h berechnen; da wir aber hier immer die Leistungsfähigkeit bestimmter angenommener Apparatdimensionen bestimmen wollen, so folgen wir dem zuerst angegebenen Wege.)

Es sei (vergleiche Figur 15):

H = die vom Vakuum gehaltene barometrische Höhe des Wassers im Fallrohr,

h = die Druckhöhe,

$H + h$ = die vom Wasser durchflossene Rohrlänge in Metern (die theoretische Höhe des Ablaufrohrs),

v_w = die Fallgeschwindigkeit des Wassers in Metern,

d = der Rohrdurchmesser in Metern,

ζ_1 = der Koefficient für die Widerstände des Wassers beim Eintritt in das Fallrohr = 0,505 (vergl. Seite 175),

λ = der Koefficient für die Reibung des Wassers an den Rohrwänden (vergl. Seite 177),

so gilt die Gleichung:

$$v_w = \frac{\sqrt{2g(H+h)}}{\sqrt{1+\zeta_1+\lambda\frac{(H+h)}{d}}} \quad \ldots\ldots \quad (174)$$

$H + h$ = die Länge des vom Wasser durchflossenen Rohres nehmen wir für die Rechnung mit einer kleinen Vernachlässigung immer gleich 10 m an, und nun können wir durch Einsetzen verschiedener Werthe für h bei allen in Betracht kommenden Rohrdurchmessern d die resultirende Fallwassergeschwindigkeit v_w bestimmen.

In der Tabelle 42 findet man für die Rohrdurchmesser d = 100 bis 450 mm und für die Druckhöhen h = 0,100 bis 0,400 m die sich aus der Gleichung (174) ergebenden Fallwassergeschwindigkeiten und die in Folge dessen in einer Stunde durch das Fallrohr abfliessenden Wassermengen.

Das Fallwasser steht also im Beharrungszustande im Rohr stets in der Höhe $H + h$ über dem unteren Wasserspiegel; da aber dieser Wasserstand nicht konstant ist, sondern auf Grund von kleinen Vakuumsschwankungen und Unregelmässigkeiten im Wasserzulauf hinauf und herab geht, und weil ferner der Sicherheit wegen (um zu verhindern, dass das Fallwasser sich etwa im Kondensator ansammle) über dem Wasser im Rohr ein gewisser Spielraum s gegeben werden muss, so soll das Fallrohr stets wenigstens die Höhe $l = H + h + s$ haben. Das Maass s kann natürlich beliebig gewählt werden; wir nehmen $s = 0{,}5$ m an.

Unter diesen Voraussetzungen ergeben sich die in der Tabelle 42 für verschiedene Luftleeren, Druckhöhen und Rohrdurchmesser an-

Tabelle 42.

Wasserbarometersäule bei Vakuen von 570–750 mm Quecksilber und den dabei herrschenden Temperaturen.

Vakuum	570	611	642	668	705	718	728	736	742	750	mm Quecksilber.
Temperatur . . .	65°	60°	55°	50°	40°	35°	30°	25°	20°	10°	Celsius.
Wasserbarometer .	7793	8310	8734	9085	9592	9768	9902	10016	10100	10212	mm bei 4° Celsius.
Wasservolumen. .	1,01966	1,01695	1,01441	1,011877	1,007627	1,00593	1,00425	1,00300	1,00173	1,00090	bei obigen Temperaturen.
Wasserbarometer .	7945	8450	8856	9184	9665	9817	9944	10046	10117	10212	mm „ „ „

Die Fallgeschwindigkeit des Wassers v_w und die in 1 Stunde ablaufende Wassermenge W ist in cbm pro Stunde

bei Rohrdrm: d =	100	125	150	175	200	225	250	300	350	400	450	mm
Für die	**Wenn das Fallrohr l = 10117 + 100 + 500 = 10717 lang ist**											
Druckhöhe v_w =	0,63	0,66	0,695	0,70	0,74	0,75	0,761	0,785	0,81	0,81	0,815	—
h = 0,10 W =	17,8	29,3	44,2	60,5	83,7	103,5	134,4	199,5	280,5	366,2	466,5	—
	Wenn das Fallrohr l = 10117 + 200 + 500 = 10817 lang ist											
Druckhöhe v_w =	0,89	0,93	0,98	1,00	1,04	1,06	1,08	1,11	1,13	1,14	1,15	—
h = 0,200 W =	25,2	40,8	62,65	86,4	117,5	145,0	190,8	282,2	391,3	575,4	658,8	—
	Wenn das Fallrohr l = 10117 + 300 + 500 = 10917 lang ist											
Druckhöhe v_w =	1,09	1,10	1,21	1,25	1,28	1,30	1,32	1,36	1,38	1,40	1,41	—
h = 0,300 W =	30,8	48,2	76,9	108,0	144,3	177,8	234,1	355,9	477,9	633,0	807,0	—
	Wenn das Fallrohr l = 10117 + 400 + 500 = 11017 lang ist											
Druckhöhe v_w =	1,26	1,33	1,40	1,44	1,47	1,50	1,53	1,57	1,59	1,61	1,63	—
h = 0,400 W =	35,0	58,5	89,1	124,4	166,2	205,2	270,3	399,0	552,4	727,9	933,0	—

Die Barometerhöhe ist H = 10,117 m, die Sicherheitszugabe s = 0,5 m angenommen.

gegebenen Fallrohrlängen l und Fallwassermengen W pro Stunde. Vergrössert man die Länge der Fallrohre, so kann man ihren Durchmesser verkleinern und umgekehrt. Bei der Wahl des Rohrdurchmessers für eine bestimmte Fallwassermenge wird man natürlich ein hohes Vakuum im Kondensator annehmen (750 mm).

Der mittlere Atmosphärendruck am Meeresspiegel ist 760 mm Quecksilbersäule. An den immer höher gelegenen Orten auf dem festen Lande ist er geringer, kann aber auch hier 780 mm erreichen.

Das Vakuum im Kondensator wird selten höher als 740 mm sein, doch wird man gut thun, ein solches von wenigstens 750 mm zu berücksichtigen.

Um den Eintritt des Wassers in das Fallrohr zu erleichtern, ist es vortheilhaft, es mit einem konischen Stutzen an dem nach unten gewölbten Boden des Kondensators beginnen zu lassen und den Winkel, den die Seiten des konischen Stutzens einschliessen, $= 30^0$ zu wählen.

5. Die Wasservertheilung im Kondensator.

Nachdem die zum Niederschlagen bestimmter Dampfgewichte jedesmal nöthigen Wassermengen festgestellt sind, müssen auch die Abmessungen der Konstruktionstheile angegeben werden, die dazu dienen, das Wasser im Kondensator zu vertheilen.

Hauptsächlich finden zwei Arten der Wasservertheilung Anwendung:

a) die Erzeugung von Wasserschleiern durch den Ueberlauf über gerade oder gebogene (kreisförmige) Ränder;

b) die Erzeugung von Wasserstrahlen und Tropfen durch flache, mit Löchern und mit einem Rande versehene Teller, durch Siebrohre, Düsen etc.

a) Wasserüberlauf.

Für die Bestimmung der Wassermenge, die in einer Stunde einen Ueberlauf passirt, kann man sich folgender Gleichungen bedienen:

$$W = \frac{2}{3} \mu \cdot b \cdot h \sqrt{2 g h}\ 3600 \cdot 1000 \quad . \quad . \quad (175)$$

Hier bedeutet:

$W =$ die stündlich überfliessende Wassermenge in Litern,

$\mu =$ einen Kontraktions-Koefficienten, den wir $= 0{,}6$ annehmen, indem wir seine durch Form und Neigung der Stau-

kante bedingten Aenderungen, weil nicht sehr erheblich, durch Wahl eines mittleren Querschnittes ausschalten,

g = die Beschleunigung der Schwere = 9,81,

h = die Stauhöhe in Metern,

b = die Breite (Umfang) des Ueberlaufs in Metern.

Setzen wir in die Gleichung (175) die ausgerechneten Konstanten, so entsteht:

$$W \cong 6400000\ b \sqrt{h^3} \quad . \ . \ . \ . \quad (176)$$

Mit Hülfe dieser Gleichung (176) kann man nun zwar für jeden Fall die nöthigen Abmessungen ausrechnen, um indessen diese Rechnung zu sparen, sind in der Tabelle 43 die in einer Stunde über Kanten bei Ueberlaufbreiten von b = 0,5 — 5 m und Stauhöhen von h = 0,005—0,050 m fliessenden Wassermengen W in Kub.-Metern angegeben.

Beispiel. Ist die Breite der Ueberlaufkante b = 3, die Stauhöhe h = 0,020 m, so ist die stündlich abfliessende Wassermenge:

$$W = 6400000 \cdot 3 \sqrt{0{,}02^3} = 54240 \text{ Liter.}$$

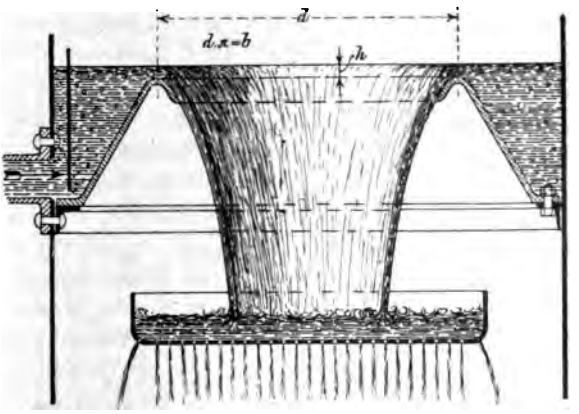


Fig. 16.

b) Wasserablauf durch Siebplatten.

Die Wassermenge in Litern, die in einer Stunde durch ein Loch vom Durchmesser d in Decimetern im Boden eines Gefässes, in dem das Wasser die constante Höhe h einnimmt, abfliesst, ist ohne Berücksichtigung aller die Abflussmenge beeinträchtigenden Kontraktionen:

Tabelle 43.

Wassermengen in cbm, die in 1 Stunde über Ueberläufe von 0,6—4 m Länge bei Stauhöhen von 5—50 mm fliessen.

Ueberlauf-Breite b m	Stauhöhen h in mm							
	5	10	15	20	25	30	40	50
	Ueberfliessende Wassermenge W in cbm pro Stunde							
0,5	1,1	3,2	6.3	9,0	12,6	16,6	25,6	35,6
0,6	1,3	3,8	7,6	10,8	15,2	19,9	30,7	42,7
0,7	1,5	4,4	8,8	12,7	17,7	23,2	35,8	49,8
0,8	1.7	5,2	10,1	14,5	20,3	26,6	41,0	57,0
0,9	2,0	5,7	11,4	16,3	22,8	29,9	46,1	64,1
1,0	2,2	6,4	12,6	18,1	25,3	33,2	51,2	71,2
1,1	2,4	7,0	13,9	19,9	27,9	36,5	56,3	78,4
1,2	2,6	7,6	15,2	21,7	30,4	39,9	61,5	85,5
1,3	2,9	8,3	16,4	23,5	32,9	43,2	66,7	92,6
1,4	3,1	8,9	17,7	25,4	35,5	46,5	71,7	98,7
1,5	3,3	9,6	19,0	27,2	38,0	49,8	76,8	106,9
1,6	3,5	10,5	20,2	29,0	40,6	53,2	82,0	114,0
1,7	3,7	10,8	21.5	30,8	43,1	56,5	87,1	121,1
1,8	4,0	11,5	22,8	32,6	45,6	59,8	92,2	128,3
1,9	4,2	12,1	24,0	34,4	48,2	63,1	97,4	135,4
2,0	4,4	12,8	25,3	36,2	50,7	66,5	102,5	142,5
2,1	4,6	13,4	26,6	38,1	53,2	69,8	107,6	149,6
2,2	4,9	14,9	27,8	39,9	55,8	73,1	112,7	156,8
2,3	5,1	14,7	29,1	41,7	58,3	76,5	117,9	163,9
2,4	5,3	15,3	30,4	43,5	60,9	79,8	123,0	171,0
2,5	5,5	16,0	31,6	45,3	63,4	82,5	128,1	178,2
2,6	5,8	16,6	32,9	47,1	65,9	85,2	133,3	185,3
2,7	6,0	17,3	34,2	48,1	68,5	89,2	138,4	191,4
2,8	6,2	17,9	35,4	49,2	71,0	93,1	143,5	199,5
2,9	6,4	18,5	36,7	52,6	73,6	96,4	148,6	205,7
3,0	6,6	19,2	38,0	54,2	76,1	99,7	153,7	213,8
3,1	6,9	20,1	39,2	56,2	78.6	103,1	158,9	220,9
3,2	7,1	21,0	40,5	58,0	81,2	106,4	164,0	228,0
3,3	7,3	21,1	42,6	59,8	83,7	109,7	169,1	235,2
3,4	7,5	21,6	43,0	60,8	86,2	113,0	174,2	242,3
3,5	7,8	22,4	44,3	63,5	88,8	116,4	179,4	249,4
3,6	8,0	23,0	45,6	65,3	91,3	119,7	184,5	256,6
3,7	8,2	23,7	46,8	67,1	93,9	123,0	189,6	263,7
3,8	8,4	24,3	48,1	68,9	96,4	126,3	194,8	270,8
3,9	8,7	24,9	49,4	70,7	98,9	129,6	199,9	277,9
4,0	8,9	25,6	50,6	72,5	101,5	133,0	205,0	285,1
4,1	9,1	26,2	51,9	74,3	104,0	136,3	210,1	292,2
4,2	9,3	26,9	53,2	76,2	106,5	139,6	215,3	299,3

Tabelle 43.

Ueberlauf-Breite b m	Stauhöhen h in mm							
	5	10	15	20	25	30	40	50
	Ueberfliessende Wassermenge W in cbm pro Stunde							
4,3	9,5	27,5	54,4	78,0	109,1	143,0	220,4	306,5
4,4	9,8	28,1	55,7	79,8	111,6	146,3	225,5	313,6
4,5	10,0	28,8	57,0	81,6	114,1	149,6	230,6	320,7
4,6	10,2	29,4	58,2	83,4	116,7	153,0	235,8	327,8
4,7	10,4	30,1	59,5	85,2	119,2	156,3	240,9	335,0
4,8	10,7	30,7	60,8	87,0	121,8	159,6	246,0	342,1
4,9	10,9	31,3	62,1	88,9	124,3	162,3	251,1	348,2
5,0	11,1	32,0	63,3	90,7	126,9	165,1	256,3	356,4

$$W = 10 \cdot \frac{d^2 \pi}{4} \sqrt{2gh}\ 3600 \text{ Liter} \quad . \quad . \quad . \quad (177)$$

Diese theoretische Abflussmenge wird nun aber verringert durch die Form der Abflussöffnung, die Gestaltung der Abflusskanten, die Rauheit der Lochwände, die Dicke des Bodens, derart, dass in Wirklichkeit durch ein Loch immer nur ein Bruchtheil der theoretischen Wassermenge abfliessen kann. Für die hier betrachteten Fälle handelt es sich wohl immer um Löcher, die ohne grosse Sorgfalt in die Vertheilungsteller gebohrt sind. Die Abflussmenge wird auch in hohem Grade beeinflusst durch die lebhafte Unruhe, in die das zum Abfluss bestimmte Wasser durch den heftigen Strahl des die Platte (den Teller) frisch füllenden Wassers versetzt wird.

Da man also nicht darauf rechnen kann, dass die auch unter Berücksichtigung der Kontraktion auf Grund bekannter Formeln berechneten Wasserabflussmengen der Wirklichkeit entsprechen werden, so haben wir durch direkte Beobachtungen die Wassermengen zu finden gesucht, welche in bestimmter Zeit durch Löcher von 3, 4, 5, 6, 7, 8 mm Durchmesser aus Gefässen abfliessen, die 10, 15, 30, 40, 50, 200 mm hoch konstant mit Wasser gefüllt erhalten wurden. Dabei zeigte sich, wie gross und wie verschieden in jedem Fall die wirkliche Abflussmenge von der ohne Beachtung aller störenden Einflüsse berechneten war, so zwar, dass sie sich um 1—30% geringer als diese ergab. Im Durchschnitt betrug die Minderleistung 8,3% von der ohne Berücksichtigung der Kontraktion berechneten.

Tabelle 44.

a) Wassermenge in Litern, die von einem Vertheilungsteller in einer Stunde durch Löcher von 2—10 mm bei Wasserhöhe von h = 10—200 mm abfliesst (15% geringer als die berechnete angenommen).

b) Anzahl der Löcher v. 2—10 mm Drm im Teller, wenn bei h = 10 mm Wasserhöhe in einer Stunde 4—300 cbm Wasser abfliessen sollen.

Wasserhöhe auf dem Teller h	Lochdurchmesser in mm								
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	a) Wasserabflussmenge in Litern pro Loch und Stunde								
10	4,75	9	17	27	38	52	68	86	106
15	5,2	11	20	31	47	64	83	105	130
30	7,46	16	29	45	65	87	100	149	184
40	8,5	18	34	53	77	104	136	172	213
50	9,67	24	38	59	86	120	153	196	242
200	19,88	42,4	76	119	171	227	300	402	497
Stündliche Wasser-Abfluss-menge in cbm	b) Dazu erforderliche Zahl von Löchern n bei einer Wasserhöhe von h = 10 mm								
4	842	423	235	150	105	77	59	46	37,6
6	1263	634	353	226	157	115	88	70	56
8	1684	846	470	301	210	154	118	93	75
10	2105	1057	588	376	262	192	147	116	94
15	3158	1585	882	564	393	289	220	175	141
20	4210	2214	1176	752	524	382	294	232	148
25	5264	2643	1470	940	655	481	367	291	236
30	6315	3171	1764	1126	786	576	441	348	282
35	7368	3699	2058	1316	917	672	514	406	329
40	8420	4228	2352	1504	1048	768	588	464	376
50	10527	5285	2940	1880	1309	962	734	582	472
60	12630	6342	3528	2256	1572	1152	882	696	564
70	14735	7399	4116	2632	1834	1344	1029	812	658
80	16840	8456	4704	3008	2096	1536	1176	928	752
90	18947	9513	5292	3384	2357	1730	1322	1046	848
100	21053	10570	5880	3759	2618	1923	1468	1163	943
125	26362	13212	7350	4699	3272	2404	1832	1454	1179
150	31580	15850	8820	5639	3927	2885	2202	1745	1415
175	36889	18497	10290	6579	4581	3366	2566	2036	1651
200	42106	21140	11760	7518	5236	3846	2936	2326	1886
225	47415	23782	13230	8458	5890	4327	3300	2617	2122
250	52733	26425	14700	9398	6545	4808	3670	2908	2358
275	57942	29062	16170	10338	7199	4289	4034	3199	2594
300	63160	31710	17640	11278	7954	5770	4404	3490	2830

In der Tabelle 44 ist die nach den Beobachtungen wahrscheinliche durch Löcher von 2—10 mm Drm stattfindende stündliche Abflussmenge zusammengestellt, und zwar für Fälle, in denen das Wasser auf den Vertheilungstellern 10—200 mm hoch steht.

Da in jedem Fall bekannt ist, wieviel Wasser in einer Stunde in dem Kondensator vertheilt werden soll, so kann mit Hülfe dieser Tabelle sofort die erforderliche Anzahl der Löcher in der Vertheilungsplatte bestimmt werden. Der Vertheilungsteller lässt natürlich um so mehr Wasser abfliessen, je höher es auf demselben steht, sodass für die bei jedem Kondensatorbetrieb eintretenden Wasserbedarfsschwankungen die Wasserhöhe sich in erwünschter Weise selbst regulirt.

Die Tabelle 44 zeigt auch die erforderliche Anzahl n der Löcher von 2—10 mm Drm, wenn in einer Stunde bei einer Wasserstandshöhe von 10 mm 4—300 cbm Wasser abfliessen sollen. Bei einer anderen Wasserstandshöhe h_a in Metern ist dann die nöthige Anzahl der Löcher n_a im Vertheilungsteller:

$$n_a = n \frac{\sqrt{0{,}010}}{\sqrt{h_a}} = \frac{0{,}1 \cdot n}{\sqrt{h_a}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (178)$$

Hat man demnach bei einer Wasserstandshöhe von 10 mm im Ablaufteller zur Erzeugung einer bestimmten Abflusswassermenge n Löcher nöthig, so ist die Zahl n_a der Löcher für dieselbe Abflussmenge bei einer andern Wasserstandshöhe:

$h_a =$	15	30	40	50	200 mm
$n_a =$	0,82 n	0,58 n	0,5 n	0,447 n	0,224 n

6. Der Durchmesser der Dampfzuleitungsrohre.

Das in bestimmter Zeit zu kondensirende Dampfgewicht D ist in jedem Falle bekannt, die gewünschte Luftleere (das Vakuum) ist es gleichfalls. Der Durchmesser der Dampf-Zuleitungsrohre kann also aus der Tabelle 32 im Abschnitt XVII gefunden werden. Dort ist für die Bestimmung der Rohrweite angenommen worden, dass das Rohr 20 m lang und dass ein Druckverlust von $\frac{1}{2}\%$ gestattet sei. Hat die Rohrleitung vom Verdampf-Apparat zum Kondensator eine andere Länge l_a, so erhält man das dann bei $\frac{1}{2}\%$ Verlust die Rohre passirende Dampfgewicht, indem man dasjenige der Tabelle 32 mit $\sqrt{\frac{20}{l_a}}$ multiplicirt. Will

man, um eine engere Rohrleitung zu erhalten, einen grösseren Druckverlust ertragen, so findet man das bei z_a % Druckverlust das Rohr durcheilende Dampfgewicht, indem man dasjenige der Tabelle 32 mit $\sqrt{\frac{z_a}{0{,}5}}$ multiplicirt.

Für eine andere Länge l_a und einen anderen Druckverlust z_a ergeben sich die in einer Stunde durch die Rohre strömenden Dampfgewichte durch Multiplikation derjenigen der Tabelle 32 mit:

$$\sqrt{\frac{z_a}{l_a}\,40.}$$

Beispiel. Durch ein Rohr von 200 mm Drm strömen bei 20 m Länge und 750 mm Vakuum bei ½% Druckverlust in 1 Stunde 124 kg Dampf; durch dasselbe Rohr, wenn es $l_a = 30$ m Länge hat und $z_a = 5$% Druckverlust erlaubt sind, strömen:

$$D = 124\sqrt{\frac{z_a\,40}{l_a}} = 124\sqrt{\frac{5\cdot 40}{30}} = 318{,}47 \text{ kg Dampf.}$$

7. Der Durchmesser der Luftrohrleitung.

Der Durchmesser der Rohrleitung vom Kondensator zur Luftpumpe wird bestimmt durch das stündlich abzuleitende Luftgewicht, welches wir (etwas reichlich, siehe Abschnitt XXIII) zu 0,25 kg pro 1000 kg Einspritzwasser annehmen. Die Tabelle 35 giebt das durch Rohre von verschiedenem Durchmesser bei 20 m Länge und ½% Druckverlust in einer Stunde geförderte Luftgewicht an. Für eine andere Länge l_a und einen anderen Druckverlust z_a multiplicirt man die Gewichte der Tabelle 35 mit $\sqrt{\frac{z_a\,40}{l_a}}$, um das unter diesen Umständen abströmende Luftgewicht zu erhalten.

8. Die Erwärmung des Einspritzwassers.

Die Erwärmung des Einspritzwassers durch den dasselbe direkt berührenden Dampf erfolgt durch Vermittelung der Oberfläche. Je grösser die Oberfläche einer Wassermenge im Verhältniss zu ihrem Inhalt ist, in um so kürzerer Zeit wird sie durch den umgebenden Dampf erwärmt werden.

Mit Rücksicht hierauf kann die Vertheilung des Wassers im Einspritz-Kondensator in 4 verschiedenen Formen geschehen:

Das Kühlwasser kann über Flächen rieseln, über die der zu kondensirende Dampf streicht.

Es kann in flachen oder gebogenen Schleiern herabfallen, die von beiden Seiten von Dampf umspült werden.

Es können Wasserstrahlen in den dampferfüllten Kondensator fallen.

Das Kühlwasser kann in Form von Tropfen in den Kondensator gespritzt werden.

Von der Dicke der Wasserflächen und Schleier und von dem Durchmesser der Strahlen und Tropfen hängt das Verhältniss der Oberfläche des Kühlwassers zu seinem Inhalte ab, und um eine Vorstellung von diesen Umständen zu bilden, ist die nachstehende kleine Tabelle 45 zusammengestellt worden, in der das Verhältniss der Oberfläche (o) in qmm zum Inhalt in cbmm (i), und zwar für Dicken (δ) resp. Durchmesser (δ) von 2—10 mm angegeben ist.

Bei den hier betrachteten Formen, die das Wasser im Kondensator annehmen kann, ist das Verhältniss der Oberfläche zum Inhalt $\frac{o}{i}$ am kleinsten bei den berieselten Flächen und am grössten bei den kugelförmigen Tropfen. Unter sonst gleichen Umständen wird also in einem Kondensator tropfenförmig vertheiltes Wasser am schnellsten die Temperatur des umgebenden Dampfes annehmen. Von diesem Gesichtspunkte aus betrachtet, wäre es daher das Beste, das Kühlwasser in die Kondensatoren in Form möglichst kleiner Tropfen einzuspritzen; aber der Ausführung dieser Absicht stehen Hindernisse entgegen, da seine Vertheilung in möglichst gleichmässigen Tropfen nicht leicht zu bewirken ist.

Alle Formen der Wasservertheilung werden in den Kondensatoren verwendet; daher ist es von Werth, sich ein Urtheil darüber zu bilden, welche Zeit jede derselben erfordert, das Einspritzwasser von seiner ursprünglichen niedrigen auf die gewollte höhere Temperatur zu erwärmen.

In den meisten Fällen wird die Wärme an Flüssigkeiten durch in ihr natürlich entstehende oder künstlich erzeugte Bewegungen, Cirkulationen, Strömungen übertragen; aber hier innerhalb der meist frei fallenden Wasserkörper sind solche nicht anzunehmen, weil abgesehen von der Reibung, die der strömende Dampf an ihrer Oberfläche erzeugt, und von den Bewegungen, welche durch die vibrirenden Mündungen der Ausflussstellen bewirkt werden, nur die Attraktion

Tabelle 45.

Oberflächen und Inhalte und deren Verhältnisse zu einander bei Wasser-Flächen, -Schleiern, -Strahlen, -Tropfen.

Dicke, resp. Drm δ		2	3	4	5	6	7	8	9	10
Kugeloberfläche	o	12,56	28,27	50,2	78,5	113,08	153,92	201,04	254,47	314,1
Kugelinhalt	i	4,1887	14,137	33,51	65,43	113,08	179,6	268,07	381,8	523,5
Strahloberfläche	o	12,56	28,27	50,2	78,5	113,08	153,92	201,04	254,4	314,1
Strahlinhalt	i	6,28	21,2	50,2	98,15	169,6	269,3	401	572	785
Fläche	$\frac{o}{i}$	0,5	0,333	0,25	0,2	0,1667	0,1429	0,125	0,111	0,1
Schleier	$\frac{o}{i}$	1,0	0,667	0,5	0,4	0,333	0,2859	0,25	0,222	0,2
Strahl	$\frac{o}{i}$	2	1,333	1,0	0,80	0,666	0,5718	0,5	0,4447	0,4
Tropfen	$\frac{o}{i}$	3	2	1,5	1,2	1,00	0,855	0,75	0,666	0,6
Fläche	$\frac{i}{o}$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Schleier	$\frac{i}{o}$	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
Strahl	$\frac{i}{o}$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5
Tropfen	$\frac{i}{o}$	0,333	0,50	0,666	0,833	1	1,17	1,333	1,5	1,666

auf die Wassertheile wirkt, welche Kraft aber, wegen der vollkommenen Gleichmässigkeit ihrer Wirkung auf alle Theile, eine innere Bewegung nicht hervorzubringen vermag. So wird denn die Wärme von der Oberfläche in das Innere der Wasserkörper hauptsächlich durch Leitung übertragen.

Die Wärmeleitungsfähigkeit des Wassers ist eine sehr geringe. Nach verschiedenen übereinstimmenden Untersuchungen ist ihr Koefficient $\lambda = 0{,}093$ Gramm Kalorien (d. h. pro 1 qcm, 1 Sekunde, 10 mm Dicke der Wasserschicht und 1° Temperatur-Differenz auf beiden Seiten des Wasserkörpers), oder $\lambda = \frac{0{,}093 \cdot 10000 \cdot 10}{60\ 1000} = 0{,}155$

Kalorien (d. h. pro 1 qm, 1 Sekunde, 1 mm Dicke und 1° Temperatur-Differenz), oder mit anderen Worten: durch eine Wasserschicht von 1 qm Fläche und 1 mm Dicke, deren beide Endflächen konstant 1° Temperatur-Differenz behalten, gehen in einer Sekunde 0,155 Kalorien hindurch.

Es wird ferner angenommen, dass die durch eine Wasserschicht im Beharrungszustande strömende Wärmemenge direkt proportional sei dem Querschnitt (Q in qm), der Zeit (z_s in Sekunden), der konstanten Temperatur-Differenz (ϑ_a in °C.) und umgekehrt proportional der zu durchdringenden Wasserschichtdicke (η in mm), sodass für den Beharrungszustand gilt:

$$C = \frac{Q \cdot \lambda \cdot z_s \cdot \vartheta_a}{\eta} = \text{Kalorien} \quad . \quad . \quad . \quad (179)$$

Bei der Erwärmung von Wasser, das in Form von Schleiern, Strahlen, Tropfen in einem Kondensator herabfällt, haben wir es aber nicht mit einem Beharrungszustande zu thun, sondern mit der Anfangsperiode der Erwärmung, in der die Wärme von aussen in das Wasser durch Leitung eindringt. In dieser Periode bleibt zwar die Temperatur-Differenz zwischen dem Dampf und der letzten von den Wärmeschwingungen eben getroffenen Schicht auch konstant $= \vartheta_a$, aber der Widerstand, den die Dicke der Wasserschicht dem Eindringen der Wärme entgegensetzt, ist beim Beginn der Erwärmung (an der Oberfläche) $= 0$, und nimmt erst mit der Tiefe η, bis zu welcher die Erwärmung gedrungen ist, zu. Die Wasserschicht ist im Mittel nur $= \frac{\eta}{2}$. Die Wärmemenge, welche alle mehr oder weniger erwärmten Schichten zusammen aufgenommen haben, ist gleich dem Gewicht dieser Schichten multiplicirt mit der Durchschnittstemperaturerhöhung aller Schichten (bei $s_f = 1$).

Die Gleichung für die Anfangsperiode der Erwärmung hat also folgende Form:

$$C = \frac{Q \cdot \lambda \cdot z_s \cdot \vartheta_a}{\frac{\eta}{2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (180)$$

Nun schreitet die Wärme von der Oberfläche ins Innere der Wasserkörper nicht derart fort, dass zunächst die vom Dampf berührte dünne Schicht ganz die Temperatur des Dampfes annimmt, darauf eine zweite, eine dritte, und so fort die gleiche Temperatur erhält, vielmehr nimmt zunächst die Berührungsschicht eine kleine

Temperaturerhöhung an, die allmählich steigt, aber während dieser ihrer Temperatursteigerung überträgt die erste Schicht schon Wärme an die folgende und diese an die dritte Schicht und so fort. Während die Wärme von einer Schicht zur folgenden kälteren fortschreitet, erwärmen sich zugleich die schon erwärmten Schichten mehr und mehr. Es gilt das Gesetz, dass wenn die Entfernung von der Berührungsfläche (der beiden im Wärmeausgleich begriffenen Stoffe) in arithmetischer Reihe zunimmt, die Temperaturgrade in geometrischer Reihe abnehmen.

Die Wärmeabnahme von Schicht zu Schicht findet hier nach demselben Gesetze statt wie die Abnahme der Temperatur-Differenzen von Zeittheilchen zu Zeittheilchen bei der Erwärmung durch Dampf, welche im Abschnitt I erörtert wurde.

Bei der beginnenden Erwärmung des Wassers durch Leitung nehmen, nachdem die Berührungsschicht fast die Dampftemperatur erhalten hat, die Temperaturen der folgenden Schichten zuerst schnell, dann sehr langsam ab.

Die Durchschnittstemperatur-Erhöhung der Wasserkörper beim Beginn der Erwärmung kann wie im Abschnitt I nach Gleichung (8) bestimmt werden; man kann sie aber auch auf endliche Weise ziemlich genau feststellen, ganz ähnlich wie es dort für die mittlere Temperatur-Differenz geschehen.

Die gesammte Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Wasser am Anfang sei $= \vartheta_a$, so ist nach einer gewissen Zeit, nachdem also die Wärme schon etwas in das Wasser eingedrungen ist, und unter der Voraussetzung, dass die Querschnitte der Schichten gleich gross bleiben, die Temperatur-Differenz zwischen dem Dampf und der

ersten Schicht $= x\,\vartheta_a$

zwischen der 1. und 2. Schicht: $= x\,(\vartheta_a - x\,\vartheta_a) = x\,\vartheta_a\,(1-x)$

„ „ 2. „ 3. „ $= x\,((\vartheta_a - x\,\vartheta_a) - x\,\vartheta_a\,(1-x))$

$= x\,\vartheta_a\,(1-x)^2$

zwischen der vorletzten und

letzten Schicht $= x\,\vartheta_a\,(1-x)^{n-1}$.

Bezeichnen wir auch hier wie im Abschnitt I mit ϑ_e die Temperatur-Differenz zwischen der letzten n-ten, noch etwas erwärmten Schicht und der ersten garnicht erwärmten, so folgt aus der oben angestellten Betrachtung, ebenso wie früher:

$$x = 1 - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (181)$$

Wenn man nun ganz ebenso, wie dort die Temperatur-Differenzen, hier die Temperatur-Erhöhungen der einzelnen Schichten zusammenzieht, und durch die Anzahl der Schichten dividirt, um die Durchschnittstemperatur-Erhöhung zu erhalten, so ergiebt sich die Temperatur-Erhöhung der einzelnen Schichten:

Temperatur-Erhöhung der ersten Schicht: ϑ_a

„ „ „ zweiten Schicht: $\vartheta_a - x\,\vartheta_a = \vartheta_a (1 - x)$

„ „ „ dritten Schicht: $\vartheta_a (1 - x)^2$

„ „ „ n-ten Schicht: $\vartheta_a (1 - x)^{n-1}$

und die Summe:

$$S_\varepsilon = \vartheta_a [1 + (1 - x) + (1 - x)^2 + (1 - x)^3 \ldots (1 - x)^{n-1}]$$

und hieraus die mittlere Temperatur-Erhöhung des Wassers:

$$t_{\varepsilon m} = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{n\left(1 - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}\right)} \quad \ldots\ldots \quad (182)$$

Drücken wir ϑ_e ebenso wie früher als einen Theil von ϑ_a aus, so ist $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$ immer ein echter Bruch. Der Werth $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$ muss in Wirklichkeit, bei unendlich vielen Schichten, fast $= 0$ werden. Wir nehmen ihn wegen der Endlichkeit unserer Rechnung ebenso wie im Abschnitt $I = 0{,}01 = 1{,}0\,\%$ an. Diese Ungenauigkeit ist nicht von erheblicher Bedeutung.

Die Durchschnitts- oder mittlere Temperatur-Erhöhung $t_{\varepsilon m}$ der 100 ideellen parallelen gleichen Schichten in dem plattenförmigen Wasserkörper ist, unter der Voraussetzung, dass die ganze Temperatur-Differenz am Anfange ϑ_a und am Ende $\vartheta_e = 0{,}01\ \vartheta_a$ ist, nach Tabelle 1 $t_{\varepsilon m} = 0{,}215\ \vartheta_a$.

Die Wärmemenge, welche der Wasserkörper, wenn er bis zur Tiefe η in mm erwärmt ist, aufgenommen hat, ist daher:

$$C = Q \cdot \eta \cdot 0{,}215\ \vartheta_a \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{(183)}$$

Um nun eine Vorstellung von der Zeit z_s zu erhalten, in der durch die Oberfläche (oder den Querschnitt) Q bei der konstanten Temperatur-Differenz ϑ_a die Wärme C in eine plattenförmige Wassermasse bis zur Tiefe η eintritt, setzen wir die Gleichungen (180) und (183) einander gleich und erhalten:

$$2\,Q\,\frac{\lambda}{\eta}\,z_s\,\vartheta_a = Q\,\eta\ 0{,}215\ \vartheta_a \quad \ldots\ldots \quad (184)$$

$$2\,\lambda \cdot z_s = \eta^2 \cdot 0{,}215 \quad \text{oder da:} \quad \lambda = 0{,}155 \text{ ist,}$$

$$z_s = \eta^2 \cdot 0{,}694 \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{(185)}$$

$$\text{und } \eta_1 = \sqrt{\frac{z_s}{0{,}694}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (186)$$

Die Gleichung (185) giebt die Zeit z_s in Sekunden an, in der eine plattenförmige, einseitig von Dampf erwärmte Wassermasse von der Dicke η in mm auf der Wärmeeintrittsseite die Temperatur der Dampfquelle angenommen hat und auf der anderen eben erwärmt zu werden beginnt.

Aus der Gleichung (186) kann man die Plattendicke η berechnen, die in der Zeit z_s auf diese Weise erwärmt wird und man erkennt aus den Gleichungen (185) und (186) recht deutlich, dass der Dampf die äussersten Schichten des berührten Wassers schnell erwärmt, dass sich dann aber die Wärme nur langsam (umgekehrt dem Quadrat der Dicke) ins Innere der Wasserkörper fortpflanzt.

Die Hauptwärmemenge, die in bestimmter Zeit in die Wassermasse geleitet wird, bleibt in und nahe den berührten äusseren Schichten zurück. In das Innere wird nur wenig Wärme übertragen, und dies Wenige gelangt nur spät hinein.

Aus dieser Betrachtung folgen die Bedingungen für schnelle und hohe Erwärmung von Wasser bei direkter Berührung mit Dampf:

1. die Oberfläche des Wassers muss recht gross sein,
2. die Oberfläche muss schnell wechseln,
3. die Berührungszeit zwischen Dampf und Wasser muss möglichst lang sein.

Um diese Anschauung durch Zahlen zu präcisiren, ist die kleine Tabelle 46 beigefügt worden, welche angiebt: wieviel Millimeter in 0,1—1,2 Sekunden die Wärme in eine einseitig von Dampf berührte Wasserfläche eindringt, wieviel Kalorien in dieser Zeit eingedrungen sind, und um den wievielten Theil der ganzen Temperatur-Differenz ϑ_a die gesammte 1 bis 7 mm dicke Wassermenge erwärmt sein würde, wenn die Wärme auf dieselbe gleichmässig vertheilt gedacht wird. Dies alles für Platten, Strahlen und Kugeln.

Man erkennt aus der Tabelle 46 deutlich, dass die eindringende Wärmemenge keineswegs proportional der Zeit wächst, sondern dass in der ersten Zeit der Berührung sehr viel mehr Wärme in das Wasser übergeht als in den folgenden Zeiten.

Ist die Wärme in einen plattenförmigen Körper von einer Fläche aus eingedrungen, und hat sie denselben von dieser Fläche aus nicht in seiner ganzen Dicke δ sondern nur bis zur Tiefe η (abnehmend) erwärmt, so ist, wie wir gesehen haben, die ein-

gedrungene Wärmemenge so gross, als wenn von dem plattenförmigen Körper der Theil (das Volumen) $Q \cdot \eta$ die Temperatur-Erhöhung $0{,}215 \cdot \vartheta_a$ erhalten hätte, oder als ob der ganze plattenförmige Körper von der Dicke δ eine Temperatur-Erhöhung $t_{\varepsilon p}$ um:

$$t_{\varepsilon p} = \frac{\eta_l}{\delta} 0{,}215\ \vartheta_a\ ^0\text{Celsius} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \textbf{(187)}$$

erfahren hätte.

In einem Strahl (Cylinder) vom Durchmesser δ, der von seiner Mantelfläche aus erwärmt wird, vertheilt sich die Wärme ebenso wie in einem Plattenkörper. Da aber das Volumen der cylinderförmigen Schichten von aussen nach innen abnimmt, und ebenso die Temperatur jeder Schicht, so bildet sich, wenn $t_{\varepsilon c}$ die gedachte Temperatur-Erhöhung des ganzen Strahls bedeutet, die Gleichung:

$$t_{\varepsilon c} \frac{\delta^2 \pi}{4} = 0{,}215\ \vartheta_a\ \eta_l\ (\delta - 2 \cdot 0{,}2\ \eta_l)\ \pi \quad . \quad . \quad (188)$$

$$t_{\varepsilon c} = \frac{0{,}86 \cdot \vartheta_a\ \eta\ (\delta - 0{,}4\ \eta_l)}{\delta^2} \quad . \quad . \quad . \quad \textbf{(189)}$$

Bei dem Tropfen (Kugel) findet etwas Aehnliches statt. Man findet seine Durchschnittstemperatur-Erhöhung $t_{\varepsilon k}$, indem man sein erwärmtes hohlkugelförmiges Volumen multiplicirt mit dessen mittlerer Temperatur-Erhöhung und dividirt durch das Volumen des ganzen Tropfens. Das erwärmte Volumen ist gleich dem Querschnitt des Erwärmungs-Diagramms multiplicirt mit der Oberfläche der Kugel, welche die Schwerpunkte dieses Diagramms enthält.

$$t_{\varepsilon k} \frac{\delta^3 \pi}{6} = 0{,}215\ \vartheta_a\ \eta \cdot (\delta - 2 \cdot 0{,}20\ \eta_l)^2\ \pi \quad . \quad . \quad (190)$$

$$t_{\varepsilon k}\ \delta^3 = 6 \cdot 0{,}215\ \vartheta_a\ \eta\ (\delta - 2 \cdot 0{,}20\ \eta_l)^2$$

$$t_{\varepsilon k} = \frac{1{,}29\ \vartheta_a \cdot \eta_l\ (\delta - 0{,}40\ \eta_l)^2}{\delta^3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \textbf{(191)}$$

Die Tabelle 46 giebt in der Spalte 3 die Tiefe η_l, bis zu der nach Gleichung (186) die Wärme in $z_s = 0{,}1$—$1{,}2$ Sekunden in plattenförmige, auf einer Seite erwärmte Wassermassen gelangt, und in Spalte 4 die Wärmemenge in Kalorien, die in dieser Zeit bei $\vartheta_a = 1^0$ Temperatur-Differenz durch 1 qm Wasseroberfläche eingedrungen ist; die Spalten 6—12 geben an für Wasser-Flächen, Strahlen, Tropfen von $\delta = 1$—7 mm Dicke resp. Durchmesser die Durchschnitts-Temperatur-Erhöhungen dieser ganzen Körper in den beigesetzten Zeiten für je 1^0 Temperatur-Differenz.

Tabelle 46.

Erwärmung der Wasserflächen, -Strahlen und -Tropfen durch unmittelbar berührenden Dampf.

1. Tiefe η bis zu der die Wärme in der Zeit z_s eindringt (Spalte 3).
2. Angabe desjenigen Theils der ursprünglichen Temperatur-Differenz, um welchen in den beigesetzten Zeiten von $z_s = 0{,}1-1{,}2$ Sek. die Wasserkörper sich erwärmt haben ($t_{m\delta}\ \vartheta_a$ für $\vartheta_a = 1$).

Erwärmungszeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in der Zeit z_s h mm	Die Wärme dringt in der Zeit z_s ein um mm η	Kal, die in z_s durch 1 qm bei 1° Temp.-Diff. gehen Kal	Fläche / Strahl / Tropfen	Dicke oder Durchmesser δ in mm der Flächen, Strahlen, Tropfen: 1	2	3	4	5	6	7
					Durchschnitts-Temperatur-Erhöhung $t_{m\delta}$ der Wasserkörper für $\vartheta_a = 1$						
0,1	49,05	0,38	0,085	Fl.	0,085	0,043	0,028	0,022	0,017	0,014	0,012
				St.	0,272	0,148	0,102	0,079	0,061	0,052	0,043
				Tr.	0,358	0,204	0,138	0,113	0,089	0,078	0,062
0,2	196,2	0,532	0,116	Fl.	0,115	0,058	0,038	0,029	0,023	0,019	0,017
				St.	—	0,205	0,142	0,109	0,088	0,074	0,064
				Tr.	—	0,270	0,204	0,151	0,121	0,106	0,092
0,285	400	0,640	0,138	Fl.	0,138	0,069	0,046	0,034	0,028	0,023	0,020
				St.	—	0,240	0,156	0,129	0,104	0,088	0,076
				Tr.	—	0,312	0,230	0,179	0,143	0,126	0,102
0,30	441	0,660	0,141	Fl.	0,141	0,070	0,047	0,035	0,028	0,024	0,020
				St.	—	0,247	0,172	0,133	0,105	0,090	0,078
				Tr.	—	0,319	0,236	0,184	0,147	0,128	0,105
0,35	598	0,710	0,153	Fl.	0,153	0,077	0,051	0,039	0,031	0,026	0,022
				St.	—	0,261	0,184	0,142	0,115	0,091	0,083
				Tr.	—	0,334	0,251	0,196	0,157	0,139	0,113
0,40	785	0,756	0,164	Fl.	0,164	0,082	0,055	0,041	0,033	0,028	0,023
				St.	—	0,276	0,195	0,150	0,120	0,104	0,090
				Tr.	—	0,351	0,265	0,206	0,166	0,147	0,119
0,45	993	0,808	0,173	Fl.	0,173	0,087	0,058	0,044	0,035	0,029	0,025
				St.	—	0,293	0,220	0,160	0,135	0,110	0,095
				Tr.	—	0,360	0,276	0,217	0,176	0,156	0,125
0,50	1226	0,848	0,183	Fl.	0,183	0,092	0,061	0,046	0,037	0,031	0,026
				St.	—	0,314	0,222	0,175	0,140	0,118	0,101
				Tr.	—	0,375	0,288	0,227	0,184	0,163	0,130
0,60	1766	0,930	0,200	Fl.	0,200	0,100	0,067	0,050	0,040	0,034	0,029
				St.	—	0,325	0,233	0,182	0,150	0,125	0,108
				Tr.	—	0,396	0,308	0,244	0,200	0,176	0,143
0,70	2403	1,0	0,217	Fl.	0,217	0,109	0,073	0,055	0,044	0,037	0,031
				St.	—	0,344	0,248	0,194	0,158	0,134	0,116
				Tr.	—	0,412	0,314	0,259	0,212	0,188	0,152

Tabelle 46.

Erwärmungszeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in der Zeit z_s h mm	Die Wärme dringt in der Zeit z_s ein um mm η	Kal, die in z_s durch 1 qm bei 1° Temp.-Diff. gehen Kal	Fläche Strahl Tropfen	Dicke oder Durchmesser δ in mm der Flächen, Strahlen, Tropfen 1	2	3	4	5	6	7
					Durchschnitts-Temperatur-Erhöhung $t_{m\delta}$ der Wasserkörper für $\vartheta_a = 1$						
0,80	3139	1,070	0,231	Fl.	—	0,116	0,077	0,058	0,046	0,039	0,033
				St.	—	—	0,263	0,199	0,170	0,140	0,123
				Tr.	—	—	0,338	0,272	0,223	0,199	0,161
0,90	3971	1,14	0,245	Fl.	—	0,123	0,082	0,062	0,049	0,041	0,035
				St.	—	—	0,277	0,216	0,177	0,151	0,135
				Tr.	—	—	0,351	0,286	0,234	0,210	0,170
1,0	4905	1,20	0,259	Fl.	—	0,129	0,086	0,065	0,052	0,043	0,037
				St.	—	—	0,290	0,227	0,190	0,160	0,137
				Tr.	—	—	0,364	0,299	0,245	0,219	0,178
1,1	5935	1,26	0,271	Fl.	—	0,136	0,090	0,068	0,054	0,045	0,039
				St.	—	—	0,304	0,240	0,199	0,170	0,147
				Tr.	—	—	0,374	0,306	0,254	0,228	0,187
1,2	6953	1,315	0,283	Fl.	—	0,142	0,091	0,071	0,057	0,046	0,041
				St.	—	—	0,311	0,245	0,201	0,171	0,150
				Tr.	—	—	0,384	0,314	0,263	0,236	0,192

Man ersieht aus dieser Tabelle 46 klar, dass in dem Moment der Berührung von Dampf und Wasser die grösseste Wärmeübertragung stattfindet, und dass sie sich dann sehr verlangsamt, weil die Erschwerung des Eintritts der Wärme in das Wasser mit der Tiefe zunimmt.

Wir behaupten nicht, dass diese Betrachtung und die aus ihr gezogenen Schlüsse zu untrüglichen bei der Konstruktion unmittelbar zu verwerthenden Zahlen führen. Sie scheinen der Wahrheit aber sehr nahe zu kommen und geben sehr werthvolle Anweisungen.

9. Volumen von 1 kg Luft bei verschiedenem Druck unterhalb 1 Atmosphäre und bei verschiedenen Temperaturen.

Für die Bestimmungen der Abmessungen von Kondensatoren und Luftpumpen bedarf man der Kenntniss des Volumens von 1 kg Luft bei vermindertem Druck und bei verschiedenen Temperaturen. Daher ist eine Tabelle 47 aufgestellt worden, welche diese Volumina für die zumeist vorkommenden Fälle angiebt.

Tabelle 47.

Volumen a_t von 1 Kilo verdünnter Luft in Kubikmetern bei bei Vakuen von 757,39—550 mm und

Temperatur	Vakuum										
	757,39	755	753	750	748	745	743	740	735	730	725
	Absoluter Druck b										
	2,61	5	7	10	12	15	17	20	25	30	35
t_t	Volumen a_t von 1 kg verdünnter Luft in cbm										
5	170,35	120,16	85,53	60,08	50,07	40,06	35,34	30,05	24,02	20,02	17,16
10	174,46	122,31	87,37	61,16	50,97	40,79	35,97	30,58	24,46	20,39	17,47
15	178,58	124,45	88,90	62,23	51,86	41,51	36,60	31,11	24,88	20,47	17,77
20	182,69	126,60	90,44	63,31	52,76	42,25	37,24	31,66	25,31	21,10	18,09
25	186,81	128,74	91,97	64,38	53,65	42,97	37,87	32,20	25,73	21,45	18,39
30	190,93	130,91	93,51	65,45	54,55	43,70	38,50	32,73	26,16	21,81	18,70
35	195,04	133,06	95,04	66,52	55,44	44,42	39,14	33,27	26,58	22,16	19,00
40	199,16	135,21	96,58	67,60	56,34	45,14	39,77	33,80	27,02	22,53	19,31
45	203,27	137,36	98,11	68,67	57,24	45,87	40,40	34,34	27,44	22,88	19,61
50	207,39	139,51	99,65	69,75	58,13	46,60	41,03	34,88	27,87	23,25	19,93
55	211,51	141,67	101,67	70,81	59,02	47,32	41,67	35,42	28,29	23,60	20,23
60	215,63	143,8	102,72	71,90	60,12	48,05	42,30	35,95	28,75	23,96	20,54

Temperatur	Vakuum										
	665	660	655	650	645	640	635	630	625	620	615	610
	Absoluter Druck b											
	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150
t_t	Volumen a_t von 1 kg verdünnter Luft in cbm											
5	6,32	6,01	5,72	5,462	5,22	5,00	4,807	4,62	4,45	4,29	4,14	4,00
10	6,44	6,12	5,825	5,56	5,32	5,09	4,893	4,70	4,53	4,37	4,22	4,08
15	6,55	6,22	5,92	5,66	5,41	5,18	4,972	4,78	4,61	4,44	4,29	4,15
20	6,67	6,33	6,03	5,75	5,50	5,27	5,065	4,87	4,69	4,52	4,36	4,22
25	6,78	6,44	6,13	5,85	5,60	5,36	5,15	4,95	4,77	4,60	4,44	4,29
30	6,88	6,546	6,24	5,95	5,69	5,45	5,236	5,03	4,85	4,68	4,51	4,36
35	7,00	6,66	6,33	6,05	5,79	5,54	5,32	5,11	4,93	4,75	4,58	4,44
40	7,11	6,76	6,44	6,15	5,88	5,63	5,41	5,20	5,01	4,83	4,66	4,51
45	7,22	6,87	6,54	6,24	5,97	5,72	5,50	5,28	5,08	4,90	4,73	4,58
50	7,34	6,98	6,65	6,34	6,07	5,80	5,58	5,36	5,17	4,98	4,80	4,65
55	7,45	7,08	6,75	6,44	6,17	5,89	5,67	5,44	5,24	5,06	4,88	4,72
60	7,57	7,19	6,85	6,53	6,25	5,98	5,74	5,53	5,33	5,14	4,95	4,79

Tabelle 47.

absoluten Drucken von b = 2,61 bis 210 mm Quecksilber d. h. Temperaturen von 5° bis 60°.

Vakuum											Temperatur
720	715	710	705	700	695	690	685	680	675	670	
Absoluter Druck b											
40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	
Volumen a_t von 1 kg verdünnter Luft in cbm											t_t
15,01	13,34	12,00	10,92	10,00	9,27	8,58	8,01	7,51	7,07	6,67	5
15,29	13,59	12,23	11,12	10,19	9,44	8,74	8,15	7,64	7,19	6,79	10
15,55	13,82	12,43	11,32	10,36	9,60	8,89	8,29	7,78	7,32	6,91	15
15,82	14,06	12,65	11,51	10,55	9,77	9,04	8,44	7,91	7,44	7,03	20
16,08	14,29	12,85	11,70	10,55	9,93	9,20	8,58	8,04	7,57	7,15	25
16,36	14,54	13,08	11,90	10,91	10,00	9,35	8,72	8,18	7,70	7,27	30
16,62	14,77	13,28	12,08	11,08	10,26	9,50	8,87	8,31	7,82	7,39	35
16,89	15,01	13,51	12,30	11,28	10,43	9,66	9,04	8,44	7,95	7,51	40
17,15	15,24	13,71	12,48	11,44	10,59	9,81	9,15	8,58	8,07	7,63	45
17,43	15,49	13,94	12,68	11,63	10,76	9,97	9,31	8,77	8,20	7,75	50
17,69	15,72	14,14	12,87	11,79	10,92	10,12	9,45	8,84	8,33	7,87	55
17,97	15,97	14.37	13,07	11,98	11,09	10,27	9,58	8,98	8,46	7,99	60

Vakuum											Temperatur
605	600	595	590	585	580	575	570	565	560	555	550	
Absoluter Druck b											
155	160	165	170	175	180	185	190	195	200	205	210	
Volumen a_t von 1 kg verdünnter Luft in cbm											t_t
3,87	3,75	3,64	3,53	3,43	3,33	3,24	3,16	3,08	3,00	2,93	2,86	5
3,94	3,82	3,70	3,60	3,49	3,39	3,30	3,22	3,14	3,06	2,98	2,91	10
4,01	3,89	3,77	3,66	3,56	3,45	3,36	3,27	3,18	3,10	3,03	2,97	15
4,08	3,95	3,83	3,72	3,62	3,52	3,42	3,33	3,24	3,16	3,08	3,01	20
4,15	4,02	3,90	3,79	3,68	3,57	3,48	3,39	3,30	3,22	3,14	3,06	25
4,22	4,09	3,97	3,85	3,74	3,63	3,53	3,44	3,35	3,27	3,19	3,12	30
4,29	4,15	4,03	3,91	3,80	3,69	3,59	3,49	3,40	3,32	3,24	3,17	35
4,36	4,22	4,09	3,97	3,86	3,75	3,65	3,55	3,46	3,37	3,29	3,22	40
4,43	4,29	4,16	4,04	3,92	3,81	3,70	3,61	3.52	3,43	3,34	3,27	45
4,50	4,36	4,23	4,10	3,98	3,87	3,77	3,67	3,58	3,49	3,40	3,32	50
4,57	4,42	4,29	4,16	4,05	3,93	3,82	3,73	3,63	3,54	3,45	3,37	55
4,64	4,49	4,35	4,23	4,11	3,99	3,88	3,78	3,68	3,60	3,50	3,42	60

Die Berechnung der Tabelle 47 hat auf folgende Weise stattgefunden:

Es bezeichne:

γ_t = das Gewicht von 1 cbm Luft in kg,

α_t = das Volumen von 1 kg Luft in cbm,

t_t = die Temperatur der Luft in ^{0}C,

T = die absolute Temperatur,

$T = \frac{1}{\alpha} + t_t$, worin α = den Ausdehnungs-Koefficienten der Luft bedeutet,

$\frac{1}{\alpha}$ = ist nach Dronke für sehr verdünnte Luft = 274,6, also $T = 274{,}6 + t_t$,

p = den mittleren Atmosphärendruck = 10336 kg pro qm bei 760 mm Quecksilbersäule,

R = eine Konstante, die für Luft = 29,27 ist.

Dann gilt das Gesetz:

$$\frac{a_t\, p}{T} = R \quad \ldots\ldots\ldots \quad (192)$$

Das Volumen von 1 kg Luft bei dem Druck p und der Temperatur t_t ist also:

$$a_t = \frac{1}{\gamma_t} = \frac{29{,}27\,(274{,}6 + t_t)}{p} \quad \ldots\ldots \quad (193)$$

Bei dem Barometerstande, dem absoluten Druck b in mm Quecksilbersäule, ist der Druck auf 1 qm

$$p = \frac{10336 \cdot b}{760} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (194)$$

und folglich das Volumen von 1 kg Luft

$$a_t = \frac{2{,}149\,(274{,}6 + t_t)}{b} \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{(195)}$$

Durch Einsetzen der verschiedenen Werthe für b u. t_t ist die Tabelle 47 berechnet worden.

10. Die Fallzeit des Einspritzwassers.

In der Tabelle 48 sind die von Wassertropfen in 0,05—1,7 Sekunden durchfallenen Höhen angegeben, wenn nur die Attraktion, aber keine Dampf- oder Gasströme auf sie wirken. Man erkennt aus ihr, dass das Wasser, wenn es frei fallen kann, selbst 4 m hohe Kondensatoren in 0,9 Sekunden durchmisst, in niedrigeren aber noch kürzere Zeit verweilt.

Tabelle 48.

Fallhöhen in mm, die bei freiem Fall in 0,05—1,7 Sekunden durchfallen werden.

Zeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in mm	Zeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in mm	Zeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in mm	Zeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in mm
0,05	12,5	0,30	441,45	0,775	2943	1,25	7663
0,06	17,62	0,325	517,4	0,80	3139	1,275	7947
0,07	23,8	0,35	597,9	0,825	3335	1,30	8289
0,08	31,36	0,375	699	0,85	3541	1,325	8604
0,09	39,69	0,40	784,8	0,875	3751	1,35	8936
0,10	49,05	0,425	884,9	0,90	3971	1,375	9260
0,11	59,35	0,45	993,2	0,925	4193	1,40	9613
0,12	70,6	0,475	1105,4	0,95	4414	1,425	9947
0,13	82,8	0,50	1226,3	0,975	4658	1,45	10000
0,14	96,1	0,525	1350,4	1,00	4905	1,475	10657
0,15	110,4	0,55	1483,7	1,025	5169	1,50	10996
0,16	125,5	0,575	1629,9	1,05	5507	1,525	11417
0,17	141,7	0,60	1765,8	1,075	5659	1,55	11838
0,18	158,9	0,625	1926	1,10	5935	1,575	12132
0,19	177,1	0,65	2069	1,125	6188	1,60	12544
0,20	196,2	0,675	2232	1,15	6483	1,625	12936
0,225	247,9	0,70	2403	1,175	6771	1,650	13343
0,25	306,5	0,725	2575	1,20	6953	1,675	13750
0,275	370,4	0,75	2756	1,225	7350	1,70	14161

Geht der Dampfstrom in gleicher Richtung mit dem Wasser nach unten (nasse Kondensation), so wird die Fallzeit noch etwas vermindert, geht er gegen das herabkommende Wasser, nach oben (trockene Gegenstrom-Kondensation), so wird sie etwas verlängert, immer aber können grössere Wassertropfen in dieser kurzen Zeit nur eine mässige und ungenügende Erwärmung erfahren, wie es auch die Tabelle 46 zeigt. Da die in den ersten Zeittheilen durchfallenen Höhen viel geringer sind, als die in den folgenden durcheilten, so werden in geringer Entfernung von einander angeordnete Stufen oder Absätze, welche die fallenden Wässer nach kurzer Zeit immer wieder zur Ruhe bringen, sehr zur Verlängerung der Fallzeit beitragen.

Mit Hülfe der vorangegangenen Einzelbetrachtungen über die Erfordernisse der Einspritz-Kondensatoren, können nun ihre Haupt-Abmessungen für die meisten vorkommenden Fälle festgestellt

werden, und dies ist in den Tabellen 49 und 51 geschehen. Wir wollen kurz die bei deren Aufstellung leitenden Grundsätze anführen.

II. Die Abmessungen der nassen Einspritz- (Gleichstrom-) Kondensatoren.

Die nasse Kondensation wird mit grossem Vortheil bei Verdampf-Apparaten kleinerer und mittlerer Leistung angewendet, etwa von 100—3000 kg Verdampfung pro Stunde, und hierfür ist auch die Tabelle 49 ausgerechnet (Figur 14).

Der nasse Gleichstrom-Kondensator ist ein geschlossenes Gefäss, in das oben der zu kondensirende Dampf und das kalte Kühlwasser treten und aus welchem unten der verflüssigte Dampf, das erwärmte Kühlwasser und die unkondensirbaren Gase zusammen von einer sogenannten nassen Luftpumpe abgesaugt werden. Es sind dafür Durchmesser und Höhen des Kondensators und die Durchmesser der Stutzen für Dampfeintritt, Wassereintritt und Wasseraustritt zu bestimmen.

Man nennt diese Art von Kondensatoren darum „nasse", weil sie allemal mit einer nassen Luftpumpe in Verbindung stehen, d. h. mit einer solchen Luftpumpe, die neben der Luft auch das Wasser aufnimmt.

Die trockenen Kondensatoren nennt man darum so, weil sie allemal mit einer trockenen Luftpumpe in Verbindung stehen, d. h. mit einer solchen, die nur Luft und kein Wasser aufnimmt. Das Abfallwasser der trockenen Kondensatoren wird meistens durch eine Barometersäule selbstthätig abgeführt. (Figur 15 Seite 207.)

Man darf einen nassen Kondensator nie mit einer trockenen Luftpumpe verbinden, weil diese das Abflusswasser nicht aufnehmen kann.

Die Weite des Dampfeintrittstutzens in den Kondensator kann mit Hülfe der Tabelle 32 gefunden werden. In dieser ist das Dampfgewicht angegeben, das in einer Stunde durch Rohrlängen von 20 m bei einem Druckverlust von 0,5 % fliesst. Bei der Festsetzung der Maasse in Tabelle 49 haben wir aber angenommen, dass der Widerstand in der Rohrleitung zwischen Verdampf-Apparat und Kondensator 2 % des absoluten Druckes betragen dürfe. In diesem Fall strömt durch das gleiche Rohr die doppelte Dampfmenge und die Rohre werden für die geforderten Leistungen enger, also billiger. Man darf die angegebenen Maasse wählen, weil in

Wirklichkeit die bei der Berechnung angenommene hohe Luftleere (705 mm) nicht immer herrschen wird, und weil, um Betriebsschwankungen zu begegnen, die Kondensatoren gewöhnlich für die geforderte Leistung reichlich gross gewählt werden. Man findet oft sehr viel kleinere Durchmesser der Dampfrohre ausgeführt.

Die Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Kühlwasser beim Eintritt (oben) schwankt etwa zwischen 55° bis 30°.

Die Temperaturdifferenz am Ende (unten) ist, da das Kondensat nie sehr warm werden darf, 35° bis 20°. Die untere Temperatur-Differenz verhält sich demnach zur oberen wie $\frac{35}{55}$ oder wie $\frac{20}{30}$, d. h. sie ist im Durchschnitt etwa 0,66 der oberen. Das Kühlwasser wird daher im Durchschnitt nur um $^1/_3$ der ursprünglichen Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Kühlwasser erwärmt, $t_\varepsilon = 0{,}33 \cdot \vartheta_a$ und dazu genügen nach Tabelle 46 bei Tropfen von

$\delta =$ 1 2 3 4 mm Drm
$z_s =$ 0,1 0,3 0,6 1,1 Sekunden.

Um den Tropfen diese Aufenthaltszeit im Kondensator zu gewähren, sind bei freiem Fall Fallhöhen von

h = 49 441 1765 5935 mm erforderlich.

Man erkennt, dass wenn das Wasser fein vertheilt wird, sehr kurze Zeit für seine Erwärmung genügt, und dass für Tropfen von 1—2 $^1/_2$ mm Durchmesser stufenlose Kondensatoren von 1000 mm Höhe etwa ausreichen. Viel grössere Tropfen kann man auch durch solche sehr hohe Kondensatoren nicht genügend erwärmen. Die Erfahrung lehrt, dass in der That bei guter Wasservertheilung mit diesen Abmessungen gute Wirkungen erzielt werden. Rechnet man auf dickere Wassermassen, so wird im Allgemeinen eine Stufe genügen.

Der freie Querschnitt des nassen Kondensators braucht nicht viel grösser zu sein, als der des Dampfzuführungsrohres, wenn dieses richtig bemessen ist; allerdings schadet es nichts, wenn er grösser ist, denn die Geschwindigkeit des Dampfes nimmt im Kondensator von seiner Eintrittsstelle an nach unten bis auf 0 ab und ist im Durchschnitt etwa halb so gross, wie beim Eintritt.

Im Kondensator befindet sich meistens das Wasservertheilungsrohr (Einspritzrohr) und ausserdem verengen die Wasserstrahlen und Tropfen den Querschnitt. Da durch die grosse Menge der Wasserkörper dem strömenden Dampf eine nicht unerhebliche

Tabelle 49.

Abmessungen der stufenlosen nassen (Gleichstrom-) Einspritz-Kondensatoren für 100–3000 kg Dampfverdichtung in 1 Stunde bei einem Vakuum von 705 mm.

	Dampf zu kondensiren in 1 Stunde kg	100	200	300	500	1000	1500	2000	3000
	Dazu erforderliche Kühlwassermenge in Liter: 15 × Dampfgewicht:	1500	3000	4500	7500	15000	22500	30000	45000
	45 × „ :	4500	9000	13500	22500	45000	67500	90000	135000
	Durchmesser des stufenlosen Kondensators:	160	185	215	280	400	440	500	555
	Höhe „ „ „ :	1000	1000	1200	1300	1400	1500	1600	1800
Durchmesser	des Dampfeingangs bei 700 mm Vakuum und 2% Druckverlust:	150	175	200	250	350	400	450	500
	des Wassereingangs bei 1 m Ueberdruck:	40	55	60	75	100	125	140	165
	„ „ „ 3 „ „ :	35	45	55	60	80	95	115	125
	„ „ „ 6 „ „ :	30	40	45	55	70	80	95	115
	„ „ „ 9 „ „ :	25	30	40	50	65	75	85	100
	des Stutzens nach der Luftpumpe:	75	90	110	150	190	235	270	325
	des besonderen Luftrohrs zur Luftpumpe, wenn ein solches vorhanden:	40	45	50	60	75	80	90	100
	des inneren Wassereinspritzrohrs	50	60	80	90	100	125	160	200
	Anzahl der Löcher im Einspritzrohr + 20% Zuschlag								
	Löcher: 2 mm Drm, 0,5 m Druck: (pro Loch 30 Liter in 1 Stunde)	180	360	580	900	1800	2700	3600	5400
	Löcher: 3 mm Drm, 0,5 m Druck: (pro Loch 68 Liter in 1 Stunde)	80	160	250	400	780	1200	1600	2400

Reibung entgegengesetzt wird, so ist es vortheilhaft, um Druckverluste zu vermeiden, den Querschnitt des Kondensators entsprechend zu vergrössern. Wir wählen ihn für stufenlose Kondensatoren etwa 20% grösser als den des reichlich bemessenen Dampfzuführungsrohres. Werden ein oder zwei Stufen im Kondensator angeordnet, so muss der Querschnitt wenigstens doppelt so gross wie das Dampfeintrittsrohr sein.

Der mittlere Druck, den der Dampfstrom auf den fallenden Tropfen in seiner Fallrichtung ausübt, seine Beschleunigung vergrössernd, und damit seine Fallzeit im Kondensator verringernd, ist unter Berücksichtigung dessen, dass der Tropfen durch seine Fallgeschwindigkeit selbst den Einfluss dieses Druckes vermindert, nur mit etwa 0,25 von dem in Rechnung zu stellen, den die Eintrittsgeschwindigkeit erzeugen würde. Selbst wenn diese oben im Kondensator 30 m in einer Sekunde betrüge, so würde sie doch die Fallzeit selbst kleiner Tropfen von 2 mm nur wenig abkürzen, und dies um so weniger, als die Tropfen, heftig hin- und hergeschleudert, die Wände berühren und aufgehalten werden.

Die lichte Höhe des stufenlosen Kondensators von dem Dampfeintritt bis Wasseraustritt wählen wir daher bei kleinen Apparaten nicht unter 1000 mm, bei grösseren etwas reichlicher, weil bei diesen die Wasservertheilung vielleicht nicht so gut gelingt. Auch wenn eine Stufe angebracht wird, genügt diese Höhe. Für zwei Stufen mag die Gesammthöhe 1,25 mal so gross sein.

Der Durchmesser des Wassereintrittsrohres.

Die Grenzen der Temperatur des zu kondensirenden Dampfes sind etwa 40° und 65°, die Grenzen der Anfangstemperaturen des Einspritzwassers sind etwa 8°—25° und so ergiebt sich aus der Tabelle 41, dass zur Kondensation des Dampfes selten mehr, meistens viel weniger als das 45fache des Dampfgewichtes an Kühlwasser gebraucht wird.

Nun kann das Wasser in den Kondensator aus einem mehr oder weniger hoch aufgestellten Wasserbehälter derart geführt werden, dass sowohl die natürliche Saugwirkung der Luftleere im Kondensator, als auch der hydrostatische Druck vom Kondensator bis zum Behälter die Geschwindigkeit des Wassers in der Zuführungsleitung bedingen, oder aber der Kondensator soll das nöthige Kühlwasser nur durch seine Saugwirkung direkt aus einem

tiefer gelegenen Gefäss, Brunnen, Teich, Bach einsaugen (Abschnitt XVIII).

Im ersten Fall ist die Druckhöhe für die Wasserbewegung sehr gross, nämlich gleich Vakuum (gemessen in Metern Wassersäule) plus hydrostatischem Druck; im zweiten Fall ist sie sehr klein, nämlich nur gleich dem Vakuum abzüglich der Entfernung des Wasserspiegels vom Wassereintrittsrohr in den Kondensator. Es ist nicht vortheilhaft, eine geringere Druckhöhe als 3 m zuzulassen, weil stets vorkommende Schwankungen des Wasserstandes und der Luftleere sonst gefährlich werden können, obgleich es ja allerdings möglich ist, noch mit sehr kleinem Ueberdruck, nämlich noch mit 200—300 mm auszukommen. Man muss dann aber schon recht weite Zuführungsrohre anordnen und bleibt doch der Gefahr ausgesetzt, dass durch irgend welche Zufälligkeiten der Wasserzufluss in den Kondensator aufhört. Bei einer Luftleere von 680 mm Quecksilber (9,248 m Wassersäule) wäre die normale zulässige tiefste Lage des Wasserspiegels unter dem Wassereintritt in den Kondensator gleich 9,248 — 3,0 = 6,248 m.

In der Tabelle 49 sind mit Hülfe der Tabelle 36 die Durchmesser der Wasserzuflussrohre für 4 Fälle angegeben, nämlich für den Ueberdruck von 1, 3, 6, 9 m und unter der Annahme, dass die grösseste der angegebenen Wassermengen (45faches Dampfgewicht) in den Kondensator geführt werden soll.

Die Vertheilung des Wassers im Kondensator geschieht wohl meistens durch Siebrohre oder Siebplatten. Die Löcher dieser Rohre oder Platten dürfen klein sein, weil das Wasser immer mit ziemlicher Geschwindigkeit — weil mit ziemlich grossem Ueberdruck, durch dieselben strömt. Die Anzahl der Löcher ist für 2 mm und 3 mm Durchmesser bestimmt worden.

Sind die Einspritzrohre vertikal, mit Eintritt von unten angeordnet, so schaden zu viele Löcher wohl nicht, weil dabei, wenn auch eine Anzahl von ihnen unbenutzt bleibt, die Vertheilung des Wassers dennoch gut geschieht.

Das Einspritzrohr muss im Kondensator am Ende geschlossen sein, damit das Wasser darin wirklich wenigstens unter einem Theil des Ueberdruckes bleiben kann. Es wird dann aus den kleinen Löchern mit einer gewissen Geschwindigkeit an die Kondensatorwand geschleudert, wodurch es zerstäubt und fein vertheilt wird.

Ein Theil des Wassers wird zweifellos an der Wand des Kondensators herabfliessen, wodurch sich seine Oberfläche verkleinert, aber da das Wasser an der Wand viel langsamer als beim freien Fall herabkommt, so wird der Schaden der geringeren Oberfläche durch die längere Berührungszeit mit dem Dampf zum grössten Theil wieder ausgeglichen.

Das Ausflussrohr des Kondensators mündet direkt in die Luftpumpe; es muss weit genug sein, um Luft und Wasser zugleich bequem abzuführen. Der untere Theil des Querschnitts dieses Stutzens, der für das Wasser nothwendig ist, bestimmt sich durch die zulässige Annahme, dass dieses darin eine Geschwindigkeit von 0,5 m pro Sekunde hat, was einer Druckhöhe von etwa 25 mm entspricht. Der obere Theil des Querschnitts ist für die Luft bestimmt und ergiebt sich aus der Tabelle 35, indem man den Querschnitt des dort für die Luftmenge angegebenen Rohrdurchmessers zu dem für das Wasser nothwendigen addirt. Angenommen ist, dass 1000 Liter Kühlwasser 0,25 kg Luft enthalten.

Beispiel. Für 1000 kg Dampf-Kondensation in einer Stunde ist die Weite des Zuflussrohrs bei einer Luftleere von 705 mm nach Tabelle 32 gleich 350 mm, wenn ein Druckverlust von 2 % zugelassen wird; der Querschnitt des stufenlosen Kondensators sei 20 % grösser, daher sein Durchmesser = 400 mm.

Die Höhe des Kondensators nehmen wir = 1400 mm an.

Die maximale Wassermenge ist nach unserer Annahme pro 1 Stunde $45 \cdot 1000 = 45000$ kg. Das Zuflussrohr muss daher bei 3 m Ueberdruck und 20 m Länge nach Tabelle 36 80 mm Durchmesser haben.

Durch ein Loch von 2 mm Durchmesser fliessen in einer Stunde nach Tabelle 44 bei 0,5 m Ueberdruck 25 Liter ab. Das Einspritzrohr muss also im vorliegenden Fall $\frac{45000}{25} = 1800$ Löcher haben. Der möglichen Verstopfung wegen nehmen wir 2000 Löcher.

Das Einspritzrohr wählen wir gleich 100 mm.

Das in 1 Stunde fortzuschaffende Luftgewicht ist gleich $\frac{45000 \cdot 0{,}25}{1000}$ = 11,25 kg, und bei einer Luftleere von 75 mm muss nach Tabelle 35 hierfür das Luftsaugrohr (wenn ein solches vorhanden) 65 mm Durchmesser = 0,33 qdm haben.

Das Verbindungsrohr vom Kondensator nach der Luftpumpe muss für die Luft den gleichen Querschnitt bekommen, d. h. 0,33 qdm und ferner den für das Wasser erforderlichen, welcher bei einer Geschwindig-

keit von 0,5 m pro Sekunde $\frac{45000}{3600 \cdot 5} = 2{,}5$ qdm beträgt. Das Verbindungsrohr mit der Luftpumpe hat daher $0{,}33 + 2{,}5 = 2{,}83$ qdm Querschnitt, gleich 190 mm Durchmesser.

12. Die Abmessungen der trockenen (Gegenstrom-) Einspritz-Kondensatoren.

Die sogenannten trockenen Einspritz-Kondensatoren, die fast immer als Gegenstrom-Apparate konstruirt werden, sind geschlossene Gefässe, in welche unten der zu kondensirende Dampf und oben das gut vertheilte Kühlwasser eingeführt wird. Das erwärmte Wasser mit dem kondensirten Dampf fliesst unten selbstthätig durch ein Fall- oder Barometerrohr ab, die Luft und die Gase werden oben kalt abgesaugt. Die trocknen Kondensatoren werden für kleine und mittlere oft, für grosse Leistungen fast immer angewendet. In der Tabelle 51 sind ihre Haupt-Abmessungen für stündliche Dampf-Kondensation von 300 bis 12000 kg angegeben (Figur 15).

Hat das Kühlwasser im Kondensator eine freie Fallhöhe von

$h =$	1	2	3	4	5 m

so ist seine theoretische Fallzeit $z_s =$ 0,46 0,64 0,79 0,91 1,015 Sek.

In dieser Zeit nimmt ein Wasserstrahl von der Dicke δ in mm nach Tabelle 46 aus dem umgebenden Dampf soviel Wärme auf, dass er sich um folgende Theile der ursprünglichen Temperatur-Differenz ϑ_a erwärmt:

ist $\delta = 1$, so ist die

Erwärmung:	$0{,}460\,\vartheta_a$	ϑ_a	ϑ_a	ϑ_a	ϑ_a
$\delta = 2$ „	0,300 „	0,335 „	— „	— „	— „
$\delta = 3$ „	0,225 „	0,255 „	0,247 „	0,278 „	0,290 „
$\delta = 4$ „	0,163 „	0,188 „	0,193 „	0,217 „	0,227 „

Beispiel. Fällt ein Wasserstrahl von $\delta = 3$ mm Dicke und 10° in einem Dampf von 55° um 4 m hinab, so erwärmt er sich hierdurch um $(55-10)\ 0{,}278 = 12{,}5°$, hat also schliesslich eine Temperatur von $10 + 12{,}5 = 22{,}5°$.

Aus dieser kleinen Aufstellung erkennt man, dass, wenn die Erwärmungszahlen auch nicht exakt sein mögen, ein Kondensator, in dem das Wasser ohne Absätze schlank herunterfällt, sehr hoch und die Wasservertheilung ungemein fein sein muss, wenn es bis nahe an die Dampftemperatur erwärmt werden soll. Die sehr feine Wasservertheilung ist nicht leicht zu bewirken und bedingt auch

einen langsam aufsteigenden Dampfstrom. Daher erfordern trockene Kondensatoren ohne Stufen grosse Höhe und grosse Durchmesser.

Man kann das Wasser sehr viel mehr erwärmen, wenn man es die nämliche gegebene Gesammthöhe in mehreren kürzeren Stufen herabfallen lässt und ihm dabei jedesmal eine andere Oberfläche giebt, wie nachfolgendes Beispiel verdeutlicht. Denn da die Fallgeschwindigkeit am Anfang am kleinsten ist, so wächst mit der Zahl der Stufen die Aufenthaltszeit des Wassers im Kondensator und der Wechsel seiner Oberfläche.

Beispiel. Fällt ein Wasserstrahl von $\delta = 3$ mm Drm und 10° Temp. in 5 Stufen von je 800 mm herab, so ist die Erwärmung am Ende der ersten Fallzeit (Tabelle 46): $(55-10) \cdot 0{,}200 = 9{,}0°$

die Strahl-Temperatur ist: $10 + 9{,}0 = 19{,}0°$

nach der zweiten Fallzeit: $(55-19{,}0) \cdot 0{,}200 = 7{,}2°$

die Strahl-Temperatur ist: $19{,}0 + 7{,}2 = 26{,}2°$

nach der dritten Fallzeit: $(55-26{,}2) \cdot 0{,}200 = 5{,}76°$

die Strahl-Temperatur ist: $26{,}2 + 5{,}76 = 31{,}96°$

nach der vierten Fallzeit: $(55-31{,}96) \cdot 0{,}200 = 4{,}61°$

die Strahl-Temperatur ist: $31{,}96 + 4{,}61 = 36{,}57°$

nach der fünften Fallzeit: $(55-36{,}57) \cdot 0{,}200 = 3{,}69°$

die Strahl-Temperatur ist: $36{,}57 + 3{,}69 = 40{,}26°$.

Bei glattem Fall ohne Stufen betrug die Erwärmung nur 22,51°.

Zur Bestimmung der Anzahl und der Höhe der Stufen führt die folgende Betrachtung, bei der wir annehmen, dass die Temperatur des zu kondensirenden Dampfes im Kondensator von unten bis oben die gleiche bleibt, obgleich dies nicht ganz den Thatsachen entspricht. Denn die Spannung im Gegenstrom-Kondensator muss oben etwas geringer als unten sein, da hierdurch allein ein Strömen des Dampfes nach oben bewirkt werden kann. Unten wird die Spannung fast nur durch den Dampf bewirkt, oben fast nur durch Luft, und inzwischen nimmt die Spannung der Luft nach oben hin zu, die des Dampfes nach oben hin ab; folglich muss auch die Dampf-Temperatur nach oben hin abnehmen. Aber diese Differenzen sind da, wo wirklich noch Kondensation stattfindet (und diesen Zustand betrachten wir hier), nicht sehr erheblich, daher wir sie der einfacheren Behandlung zu Liebe vernachlässigen. Wir nehmen im Folgenden auch an, dass alle Stufen gleich hoch seien.

Ist diese ganze Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Kühlwasser ϑ_a und wird dieselbe unter der obersten Stufe um den Theil $\alpha\vartheta_a$ durch Wärmeaustausch zwischen Dampf und Wasser verringert,

so wird von dem Rest $\vartheta_a - \alpha\vartheta_a$ auf der folgenden zweiten Stufe wieder ein Theil $\alpha(\vartheta_a - \alpha\vartheta_a) = \alpha\vartheta_a(1-\alpha)$ ausgeglichen. Unter der dritten Stufe vermindert sich die noch bleibende Temperatur-Differenz $\vartheta_a - \alpha\vartheta_a - \alpha\vartheta_a(1-\alpha) = \vartheta_a(1-\alpha) - \alpha\vartheta_a(1-\alpha) = \vartheta_a(1-\alpha)(1-\alpha) = \vartheta_a(1-\alpha)^2$ um den Theil $\alpha\vartheta_a(1-\alpha)^2$ und auf der letzten, untersten n-ten Stufe um den Theil $\alpha\vartheta_a(1-\alpha)^{n-1}$.

Die Summe aller dieser Temperatur-Ausgleiche kann im höchsten Falle gleich der ganzen Temperatur-Differenz ϑ_a sein, ist in Wirklichkeit aber immer nur ein mehr oder weniger grosser Theil derselben. Das Bestreben geht natürlich dahin, die Temperatur des Ablaufwassers so viel als möglich der des Dampfes zu nähern.

Es sei p eine Procentzahl und $\frac{p\,\vartheta_a}{100}$ der ausgeglichene Theil der Temperatur-Differenz, also die Summe der einzelnen Ausgleiche auf allen Stufen zusammen, so folgt:

$$\frac{p}{100}\vartheta_a = \alpha\vartheta_a(1 + (1-\alpha) + (1-\alpha)^2 + (1-\alpha)^3 + \ldots (1-\alpha)^{n-1})$$

und hieraus nach der geometrischen Progression:

$$\frac{p}{100}\vartheta_a = \frac{\alpha\vartheta_a((1-\alpha)^n - 1)}{(1-\alpha) - 1}$$

oder nach geschehener Entwickelung:

$$\frac{p}{100}\vartheta_a = 1 - (1-\alpha)^n \quad \ldots\ldots \quad (196)$$

Ist die Temperaturzunahme α des Wassers auf der obersten Stufe bekannt und ebenso die Anzahl der Stufen, so findet man aus dieser Gleichung den Theil, um den die ganze Temperatur-Differenz auf allen Stufen zusammen ausgeglichen wird, d. h. wie weit sich die Temperatur des Wassers der des Dampfes genähert hat.

Der Werth α hängt von der Zeit ab, während welcher die Wassertropfen dem Dampf ausgesetzt sind und diese Zeit ergiebt sich direkt aus der Fallhöhe der Tropfen.

In der Tabelle 50 ist mit Hülfe der Formeln 110 und 189 und der Tabellen 46 und 48 eine Zusammenstellung gemacht, aus welcher zu ersehen ist, welcher Theil der ursprünglichen Temperatur-Differenz ϑ_a in Kondensatoren mit 1—8 gleich hohen Stufen von 200—1000 mm Höhe ausgeglichen wird, wenn das Wasser in Strahlen von 2—7 mm Dicke herabfällt. Man erkennt aus derselben, in welchem Maasse die Temperatur des Ablaufwassers mit der Kleinheit der Tropfen und der Zahl und der Höhe der Stufen zunimmt.

Tabelle 50.

Angabe um den wievielten Theil die ursprüngliche Temperatur-Differenz ϑ_a zwischen Dampf- und Wasserstrahlen in trockenen Gegenstrom-Kondensatoren mit 1—8 Stufen von je 200—1000 mm Höhe bei Wasserstrahlen von $\delta = 2—7$ mm Drm ausgeglichen wird ($t_\varepsilon \cdot \vartheta_a$ bei $\vartheta_a = 1$).

Anzahl der Stufen n	Höhe einer (gleichen) Stufe	Fallzeit für 1 Stufe z_s	Höhe des Kondensators h	Durchmesser der Wasserstrahlen δ					
				2	3	4	5	6	7
1	200	0,20	200	0,205	0,142	0,109	0,088	0,074	0,064
2	"	"	400	0,368	0,264	0,199	0,158	0,143	0,124
3	"	"	600	0,498	0,368	0,293	0,229	0,220	0,178
4	"	"	800	0,600	0,459	0,359	0,293	0,266	0,233
6	"	"	1200	0,748	0,600	0,500	0,408	0,378	0,324
8	"	"	1600	0,841	0,706	0,580	0,500	0,462	0,418
1	300	0,25	300	0,225	0,150	0,120	0,097	0,082	0,071
2	"	"	600	0,400	0,298	0,242	0,185	0,157	0,137
3	"	"	900	0,535	0,386	0,340	0,264	0,227	0,198
4	"	"	1200	0,630	0,479	0,427	0,336	0,290	0,245
6	"	"	1800	0,784	0,623	0,564	0,460	0,403	0,357
8	"	"	2400	0,871	0,730	0,672	0,559	0,496	0,445
1	400	0,285	400	0,240	0,156	0,129	0,104	0,088	0,076
2	"	"	800	0,423	0,288	0,242	0,198	0,168	0,146
3	"	"	1200	0,562	0,388	0,340	0,281	0,242	0,211
4	"	"	1600	0,668	0,493	0,426	0,357	0,308	0,271
6	"	"	2400	0,808	0,695	0,565	0,483	0,426	0,378
8	"	"	3200	0,890	0,743	0,671	0,587	0,521	0,469
1	600	0,35	600	0,261	0,184	0,142	0,115	0,091	0,083
2	"	"	1200	0,436	0,335	0,264	0,237	0,174	0,159
3	"	"	1800	0,596	0,457	0,369	0,307	0,249	0,229
4	"	"	2400	0,682	0,558	0,458	0,387	0,318	0,293
6	"	"	3600	0,837	0,705	0,602	0,590	0,436	0,406
8	"	"	4800	0,899	0,805	0,706	0,624	0,535	0,500
1	800	0,41	800	0,277	0,196	0,151	0,121	0,105	0,091
2	"	"	1600	0,476	0,352	0,279	0,229	0,199	0,174
3	"	"	2400	0,622	0,481	0,388	0,321	0,283	0,249
4	"	"	3200	0,727	0,580	0,480	0,404	0,358	0,318
6	"	"	4800	0,857	0,731	0,625	0,531	0,456	0,425
8	"	"	6400	0,927	0,824	0,730	0,645	0,588	0,534
1	1000	0,46	1000	0,294	0,221	0,161	0,136	0,116	0,096
2	"	"	2000	0,502	0,393	0,297	0,254	0,200	0,183
3	"	"	3000	0,651	0,527	0,410	0,355	0,297	0,262
4	"	"	4000	0,752	0,632	0,505	0,443	0,376	0,333
6	"	"	6000	0,878	0,776	0,652	0,584	0,505	0,455
8	"	"	8000	0,939	0,865	0,756	0,691	0,611	0,555

In Wirklichkeit giebt es in dem Kondensator nicht nur Strahlen jeder Grösse, sondern auch Tropfen und Schleier. Es bildet sich ganz feiner Staub von Wasser, der erwärmt und dann durch Dampfströmung und Fall mit dem anderen Wasser wieder vereinigt oder an die Wände geführt wird. Diese Umstände, ferner die in den Kondensatoren vorhandenen bewegten Wasserflächen und die aus ihnen springenden Tropfen, wohl auch die Ungenauigkeit der mitgetheilten Erwärmungsformeln bewirken, dass in Wirklichkeit die erreichte Wasserwärmung oft eine günstigere ist, als es die Tabelle 50 erwarten lässt. Diese Tabelle 50 soll auch nur ein allgemeines Bild der Vorgänge geben, nicht aber als exakte Darstellung der Thatsachen betrachtet werden.

Die Erfahrung lehrt, dass mit 5—6 Stufen und einer Gesammthöhe von 2500—3000 mm recht warmes Ablaufwasser erzielt werden kann, selbst wenn dieses in Strahlen von 5—6, ja 8 mm eingeführt wird. Feine Wasservertheilung und viele Stufen verbessern die Wirkung.

Die grösseste Geschwindigkeit der Dämpfe unten in einem Kondensator ohne Stufen darf, wie wir im Abschnitt XV gesehen haben, im Maximum so gross sein, dass sie einen Druck gleich seinem doppelten Gewicht auf den fallenden Tropfen ausübt. Giebt es Stufen im Kondensator, so darf die grösseste Geschwindigkeit nur etwas grösser als diejenige sein, welche einen Druck gleich dem einfachen Tropfengewicht erzeugen würde.

Nach der Tabelle 23 wäre daher die grösseste Geschwindigkeit für Dampf von 40° (706 mm Vakuum):

bei Tropfen von .	0,1	0,25	0,5	1	2	3	4	5	mm
In Kondensatoren ohne Stufen	9,2	14,6	20,6	29,2	42	50,5	58,5	65,3	m
In Kondensatoren mit Stufen	6,5	10,3	14,59	20,6	29,2	35,3	42	46,2	m

Diese berechneten Geschwindigkeiten sind unserer Meinung nach zu klein, wie wir aus bestimmten, an Kondensatoren gemachten Beobachtungen schliessen. Um die genannten Drucke auszuüben, müssten, wie wir glauben, die Geschwindigkeiten etwa 1,33 bis 1,5 mal so gross sein. Auch handelt es sich bei allen Kondensatoren nicht nur um Tropfen, sondern zum grossen Theil um Wasserstrahlen, auf welche die Dampfströme viel weniger einwirken als auf Tropfen. Der grösseste Theil der zerstäubten Tropfen, mögen sie so klein sein wie sie wollen, wird durch die Dampfströme erwärmt und dann mit dem anderen Wasser vereinigt oder an die Wände

geschleudert und dadurch vom Mitgehen abgehalten. Endlich wird bei fast allen Kondensatoren ein Theil des Dampfes (etwa 10 bis 15 %) kondensirt, ehe er zum vertikalen Aufstieg kommt.

Aus allen diesen Gründen darf man erfahrungsmässig die erste, unterste Querschnittsverengung im Kondensator ohne Stufen so einrichten, dass Dampf von 705 mm Vakuum eine Geschwindigkeit von etwa 65 m pro Sekunde erreichen kann. Im Kondensator mit Stufen darf die Geschwindigkeit 55 m pro Sekunde betragen. Herrscht im Kondensator dann ein geringeres Vakuum, so wird das Dampfvolumen viel kleiner, die Geschwindigkeit gleichfalls und damit die Gefahr des Mitreissens geringer.

Da etwa 10 % des zu kondensirenden Dampfes vor Eintritt in den untersten engen Querschnitt schon niedergeschlagen werden, so darf dieser Querschnitt auf 70 m Geschwindigkeit für den ganzen Dampf basirt werden.

1 kg Dampf von 705 mm Vakuum hat 19500 Liter Volumen, daher brauchen 1000 kg Dampf bei 70 m Geschwindigkeit ohne Stufen einen Querschnitt von:

$$\frac{19500 \cdot 1000}{3600 \cdot 700} = 7{,}42 \sim 7{,}5 \text{ qdcm.}$$

Bei Kondensatoren mit Stufen darf die Geschwindigkeit 55 m betragen, daher brauchen 1000 kg Dampf von 705 mm Vakuum einen Querschnitt von:

$$\frac{19500 \cdot 1000}{3600 \cdot 550} = 9{,}85 \sim 10 \text{ qdcm.}$$

Da nun die Kondensatoren durch eingesetzte Platten, Siebe und Scheidewände nur etwa die Hälfte ihres Querschnittes für den Dampfstrom freilassen, so darf man den ganzen Querschnitt der Kondensatoren ohne Stufen mit 15 qdcm für 1000 kg Dampf pro Stunde und den Querschnitt für Kondensatoren mit Stufen mit 20 qdcm annehmen, woraus sich dann ihre Durchmesser ergeben.

Für kleinere Leistungen, 1000 bis 2000 kg Kondensation in einer Stunde, wird man die nach dieser Regel gefundenen Kondensator-Durchmesser etwas vergrössern müssen, um der grösseren Reibung, den Ungenauigkeiten und Verengungen Rechnung zu tragen. Auf diese Weise sind die Durchmesser in Tabelle 51 bestimmt worden.

Ist der Durchmesser $\triangle$ des Kondensators in dcm festgesetzt, so ergiebt sich die Höhe e_u der untersten Stufe für das in einer Stunde zu kondensirende Dampfgewicht D wenigstens:

Tabelle 51.

Abmessungen der trockenen Gegenstrom-Einspritz-Kondensatoren in einer Stunde bei einem

Dampf zu kondensiren in einer Stunde Kilo			300	500	1000	1500
Dazu erforderliche Kühlwassermenge in Liter	10 × Dampfgewicht	Liter	3000	5000	10000	15000
	40 × „	„	12000	20000	40000	60000
Durchmesser: Höhe vom Teller ab:	des stufenlosen Kondensators	mm	400	450	550	650
		„	Wenigstens 3000 mm. —			
Durchmesser: Höhe vom Teller ab:	des Kondensators mit Stufen	mm	500	550	600	700
		„	2400	2400	2400	2800
Durchmesser: des Dampfeingangs für 705 mm Vakuum, (Druckverlust 2%)		mm	200	250	350	400
des Wassereingangs bei 3 m Ueberdruck			50	60	80	90
„ 6 „		„	45	55	70	80
„ 9 „		„	40	50	65	75
des Luftrohrs (bei 15°)		mm	40	50	65	75
des Abfallrohrs bei 10700 Höhe			90	105	145	175
„ 11020 „			75	85	110	125
Anzahl der Löcher im Siebboden (5 mm Drm):			125	210	415	620
(bei 10 mm Stauhöhe (6 mm Drm):			90	145	290	435
+ 10% für Verstopfung) (7 mm Drm):			70	110	215	320

$$e_u = \frac{10\,D}{1000\,\Delta} \text{ in dcm.}$$

Demnach wäre rechnungsmässig:

für D =	1000	2000	5000	10000	Kilo Dampf
△ =	600	775	1175	1600	mm
e_u =	170	255	440	630	mm

aber wegen der an dieser Stelle eintretenden Wirbel und Reibungen wird man diese untersten Stufen-Höhen e_u auf etwa:

e_u =	220	330	550	700	mm

vergrössern.

Die folgenden oberen Stufen können einander zuerst weniger dann mehr genähert werden. Ihre Zahl sei 3 bis 4 ganze oder 6 bis 8 halbe.

Tabelle 51.

mit und ohne Stufen für 300 bis 12000 Kilo Dampfverdichtung Vakuum von 705 mm.

2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000
20000	30000	40000	50000	60000	70000	80000	90000	100000	110000	120000
80000	120000	160000	200000	240000	280000	320000	360000	400000	440000	480000
700	775	900	1000	1100	1200	1275	1350	1400	1450	1550
Löcher im Siebteller nicht grösser als 2 mm Drm.										
775	900	1050	1175	1250	1350	1450	1550	1600	1675	1750
2800	2800	3200	3200	3200	3200	3600	3600	3600	3600	3600
450	500	575	650	700	750	800	850	900	950	1000
105	125	135	155	170	180	190	205	215	225	930
90	110	120	135	145	155	165	175	185	190	195
85	100	115	125	135	145	150	160	170	175	185
80	100	115	130	135	140	145	150	155	160	155
200	235	280	300	330	350	380	400	420	440	460
150	175	190	215	225	250	275	285	300	315	325
825	1240	1660	2070	2480	2895	3300	3720	4135	4550	4960
580	865	1155	1440	1730	2090	2305	2595	2880	3165	3455
420	635	845	1060	1270	1480	1690	1905	2115	2335	2545

Für die Weite der Dampfeintritts-Stutzen gilt auch hier, was bei den nassen Kondensatoren gesagt worden ist. Die Tabelle 32 dient zu ihrer Bestimmung.

Auch der Durchmesser der Wassereintrittsrohre kann nach dem Früheren festgesetzt werden. Die Grenzen der Dampftemperaturen sind etwa 35°—60°, die der Wassertemperaturen etwa 8°—30° und folglich braucht man nach Tabelle 41 zur Kondensation von 1 kg Dampf 10 – 40 kg Wasser. Die Weite der Wassereintrittsstutzen folgt dann aus Tabelle 36, wenn man die in jedem Fall herrschende Druckhöhe kennt oder annimmt. In der Tabelle 51 sind die Rohrweiten für Druckhöhen von 3, 6, 9 m angeführt.

Die Vertheilung des Wassers im Kondensator geschieht auf mannigfache Art.

In dem Fall, dass die Vertheilung oder Vorvertheilung durch einen Ueberfall bewirkt wird, dient Tabelle 43 zur Festsetzung der Maasse; gemeinhin wird der Umfang oder die Länge des Ueberlaufs aus dem Durchmesser des Kondensators bekannt sein, und aus der Tabelle 43 erfährt man dann die Höhe der überlaufenden Wasserschicht. Der so gebildete Wasserschleier verringert natürlich während des Fallens seine Wandstärke.

In dem Fall, dass die Wasservertheilung durch gelochte Teller bewirkt wird, kann nach Annahme des erwünschten Lochdurchmessers aus der Tabelle 44 sofort die Zahl der Löcher und aus der Grösse der Teller auch die Theilung oder gegenseitige Entfernung der Löcher bestimmt werden.

Bei der Festsetzung der Anzahl n der Löcher in den Vertheilungsblechen muss ihr Durchmesser nach Ermessen gewählt werden. Je kleiner sie sind, um so besser ist die Wasserzertheilung, aber um so leichter auch Verstopfung und Versagung.

Man bestimmt die Anzahl der Löcher für den kleinsten wahrscheinlichen Wasserverbrauch unter Annahme einer passenden Stauhöhe (in den Tabellen 44 und 51 für 10 mm) und rechnet darauf, dass die vergrösserte Stauhöhe auch eine vergrösserte Wassermenge bei gleicher Vertheilung abfliessen lässt.

Die Vertheilungsbleche haben natürlich einen hohen Rand, um eine grosse Stauhöhe zu ermöglichen.

In der Tabelle 51 ist für 10 mm Stauhöhe und Löcher von 5, 6, 7 mm Drm deren Anzahl für die kleinste Wassermenge angegeben.

Der Querschnitt des Luftrohres folgt aus dem stündlich abzusaugenden Luftgewicht, welches wir mit 0,25 kg pro 1000 Liter Wasser annehmen, und unter Zugrundelegung des grössesten Wasserverbrauchs. Die Tabelle 35 lehrt die nöthigen Abmessungen.

Der Durchmesser des Abfall- oder Barometerrohres ergiebt sich aus dem grössesten Einspritzwasser-Quantum, dem noch das Gewicht des kondensirten Dampfes hinzuzuzählen ist und kann aus der Tabelle 42 abgelesen werden.

In der Tabelle 51 sind die Weiten der Ablaufrohre für zwei Höhen angegeben, nämlich für 10,7 und 11,02 m.

Es scheint kaum nöthig, ein Beispiel durchzurechnen, weil dies beim nassen Kondensator geschehen ist und daher hier nur eine Wiederholung wäre.

Die Wärmeabgabe der warmen Kondensatorwände nach aussen ist ein Gewinn, doch ist derselbe im Verhältniss zum stündlich niederzuschlagenden Dampfgewicht unerheblich.

Beispiel. Für 1000 kg stündliche Dampfkondensation hat der Kondensator (Tabelle 51) = 7 qm Oberfläche. Er verliert daher in 1 Stunde, wenn er durchschnittlich 55° und die Umgebung 10° warm ist (nach Tabelle 39): $7 \cdot 505 = 3535$ Kal., d. h. er kondensirt in 1 Stunde rund 6 kg Dampf an der inneren Wand.

Die im Kondensator auf dem Vertheilungsteller und auf dem Eintrittskasten gebildete Oberfläche des kalten Wassers dient nicht mehr zur Kondensation des Dampfes, welcher allemal schon unter der Vertheilungsplatte ganz niedergeschlagen sein soll, sondern nur etwa zur Abkühlung der Luft. Für diesen Zweck sind auch die über dem Vertheilungsteller gebildeten Wasserstrahlen und Schleier nützlich.

B. Die Oberflächen-Kondensatoren (Kühler).

Die Oberflächen-Kondensatoren sind dazu bestimmt, Dämpfe der verschiedensten Herkunft zu verflüssigen und meistens auch das Verflüssigte abzukühlen (daher sie auch oft Kühler genannt werden), ohne dass das Kühlmittel, meistens kaltes Wasser, selten Luft, die Stoffe direkt berührt. Der Wärmeaustausch findet durch eine Metallwand statt.

Die Räume, in denen die Kondensation vor sich geht, können dabei unter dem Druck der Atmosphäre oder auch unter einem geringeren (Vakuum) stehen.

Es liegen bis jetzt keine sicheren Beobachtungen dafür vor, dass Dämpfe verschiedener Flüssigkeiten auch verschiedene Wärme-Transmissions-Koefficienten haben (die etwa vom specifischen Gewicht der Dämpfe abhängig sein könnten), man darf vielmehr bis auf Weiteres annehmen, dass diese bei allen Dämpfen die gleichen sind, und dass sie sich auch bei verschiedener Spannung nicht ändern. (Ob allerdings bei erheblichen Verdünnungen [bei sehr geringen Spannungen] nicht eine Verminderung des Koefficienten eintritt, mag dahingestellt bleiben.)

Die Oberflächen-Kondensatoren können gebildet werden durch Systeme von Rohren, durch die Dämpfe strömen, während sie vom Wasser umflossen werden, oder die von Dampf umspült werden, während Wasser sie durchrinnt. Sie können hergestellt sein aus

Schlangenrohren, aus Rohrbündeln, aus cylindrischen oder ebenen Flächen, die auf einer Seite durch Wasser oder Luft gekühlt, auf der anderen Seite von Dampf berührt werden.

Wird Wasser als Kondensationsmittel benutzt, so kann es entweder in voller Masse an den Flächen emporsteigen, oder in dünner Schicht an ihnen herabrieseln.

Soll die Luft als Kühlmittel dienen, so treibt man sie durch Rohre, um welche die zu kühlende Flüssigkeit sich bewegt.

So können diese Apparate geschieden werden in:

1. Oberflächen-Gefäss-Kondensatoren mit Wasserkühlung,
2. Oberflächen-Gefäss-Kondensatoren mit Luftkühlung,
3. Oberflächen-Riesel-Kondensatoren.

I. Die Oberflächen-Gefäss-Kondensatoren mit Wasserkühlung (Kühler).

Von diesen Konstruktionen zeigen die Figuren 17, 18, 19 typische Formen.

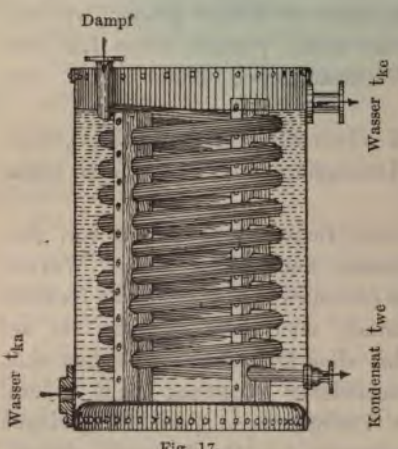


Fig. 17.

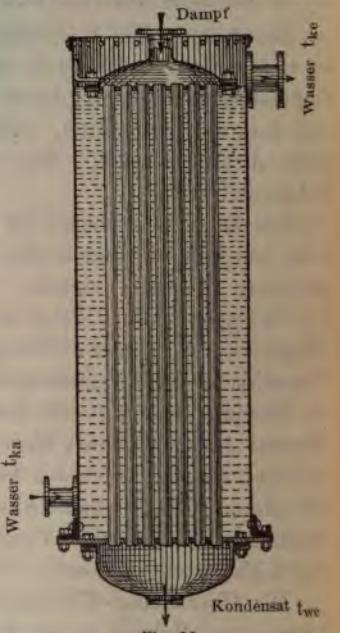


Fig. 18.

a) Die mittleren Temperatur-Differenzen ϑ_{mc} und ϑ_{mk}.

Bei diesen Apparaten wird man natürlich stets, wenn nicht besondere Gründe eine andere Anordnung erfordern, Gegenstrom

anwenden, d. h. bei vertikalen Kondensatoren den Dampf oben, und das Wasser unten eintreten lassen. Meistens strömt der Dampf durch, und das Wasser um die Rohre, bisweilen aber lässt man, der leichten Rohrreinigung wegen, den Dampf um, und das Wasser durch diese fliessen. Auf den Wärmeaustausch hat diese Anordnung nur insofern Einfluss, als sie gewöhnlich die Dampfgeschwindigkeit vermindert, und die des Wassers vermehrt.

Nach dem im Abschnitt 1 Gesagten muss man bei den Kondensatoren, die zugleich kühlen, zwei Wirkungsperioden unterscheiden, nämlich die der Kondensation (Verflüssigung) der Dämpfe und die der Kühlung des Kondensates.

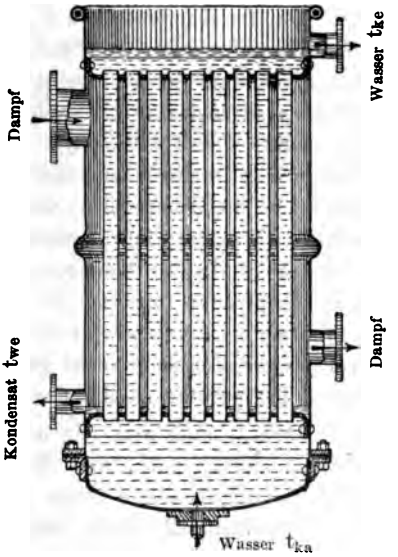


Fig. 19.

Wenn der Dampf gar keine Luft mit sich führen würde, so müsste in der ersten Periode, in der die Kondensation stattfindet, der Dampf bis ans Ende die gleiche Temperatur behalten, weil seine Spannung fast gleich bliebe. Nach Maassgabe seines Fortschreitens an der Kühlfläche würde seine Menge, und damit seine Geschwindigkeit allmählich abnehmen, bis beides gleich 0 ist, aber seine Temperatur würde er konstant behalten müssen, solange er existirt. Wäre dann an einer bestimmten Stelle des Kondensators aller Dampf verschwunden, so bliebe dessen übriger Kühlraum mit Luft gefüllt, deren Spannung gleich der des Dampfes sein würde. Die Dampf- und Lufträume würden sich ziemlich scharf begrenzen, und dieses würde auch stattfinden, wenn die Kondensation im luftverdünnten Raum geschieht. In Wirklichkeit enthält aber der Dampf stets mehr oder weniger Luft und diese gewinnt, je mehr der Dampf durch die Kondensation an Menge abnimmt, an Spannung. So bildet sich ein allmählicher Uebergang aus dem Raum, in dem nur Dampf, zu dem Raum, in dem nur Luft sich befindet, durch einen Raum, in dem beide gemischt sind.

Diese von dem zu kondensirenden Dampf stets mitgeführte Luft muss abgeleitet werden, sei es in die Atmosphäre, sei es in die Luftpumpe. Daher müssen die Kondensatoren oder Kühler mit einem Rohr versehen sein, das aus ihrem Innern die Luft ohne Flüssigkeitsverschluss ins Freie oder in die Luftpumpe führt, und dies um so mehr, als die nie vollkommen konstante Dampf- und Luftzuführung in den Kondensator zum inneren Spannungsausgleich ein Hin- und Herströmen in diesem Luftrohr erzeugt. Ein Flüssigkeitsverschluss würde die freie Luftströmung hindern und Unregelmässigkeiten verursachen können.

Da die Kondensation, d. h. die Erzeugung von Flüssigkeit aus dem Dampf unmittelbar beim Eintritt des Dampfes in den Kondensator beginnt, so sind seine Wände stets mit abwärts strömender Flüssigkeit bedeckt, die nach unten an Menge und Geschwindigkeit zunimmt. Diese Flüssigkeit bildet ein nicht gut zu beseitigendes Hinderniss für die Wärmeübertragung. Die herabrieselnde Flüssigkeit hat nicht die Temperatur des Dampfes, auch nicht die des Kühlmittels (Wasser); ihre Temperatur liegt vielmehr zwischen beiden. An der Stelle des Kondensators, an welcher die Kondensation in der Hauptsache beendet ist, ist das Kondensat allemal kälter als der Dampf, aus dem es entsteht. Aber leider ist uns mangels zuverlässiger Versuche nicht genau bekannt, in welchem Verhältniss seine Temperatur zu der des Dampfes und Kühlwassers steht.

Daher, und weil wir andere willkürliche Angaben vermeiden wollen, endlich auch, weil dieser Umstand auf die Bestimmung der Heizflächengrösse nur einen geringen Einfluss ausübt, nehmen wir im Folgenden, allerdings ungenau, an, dass das Kondensat am Ende der Kondensation die Temperatur des Dampfes hat, und dass es in der dann folgenden Periode von der Temperatur des Dampfes auf die gewünschte kältere gebracht werden soll.

Die Wärmeübertragung ist nach allgemeiner Annahme direkt proportional der Temperatur-Differenz zwischen den im Wärmeaustausch begriffenen Stoffen. Daher müssen wir zunächst die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Kühlwasser und sodann diejenige zwischen Kondensat und Kühlwasser feststellen.

Wie wir aus Abschnitt 1 wissen, ist die mittlere Temperatur-Differenz in den meisten Fällen nicht gleich dem arithmetischen Mittel aus den Anfangs- und Enddifferenzen, sondern sie ist:

Gleich. 10:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a \left(1 - \frac{p}{100}\right)}{\ln \frac{100}{p}}$$

worin bedeutet ϑ_a die grösseste und p die kleinste Temperatur-Differenz, die letztere in Procenten der grösseren ausgedrückt.

Beispiel. Ist die grösseste Differenz $\vartheta_a = 60°$, die kleinste Differenz $= 6°$, so ist $p = \frac{6 \cdot 100}{60} = 10\%$.

In der Tabelle 1 findet man die Werthe von ϑ_m ausgerechnet für den Fall, dass $\vartheta_a = 1$ ist und für p von 1 bis 100 %.

Beispiel. Für $\vartheta_a = 60°$ und $p = 10$ findet man in der Tabelle 1 $\vartheta_m = 0{,}391 \cdot 60 = 23{,}46°$.

Man muss zur Bestimmung der Kühlflächen in jedem Fall die mittleren Temperatur-Differenzen für jede der beiden genannten Perioden, nämlich für die Kondensation des Dampfes und für die Kühlung des Kondensates einzeln kennen; da es aber umständlich ist diese jedes Mal besonders auszurechnen, so ist hier die Tabelle 52 aufgenommen worden, in der sie für viele Fälle zusammengestellt sind, nämlich für Wasserdampf von atmosphärischer Spannung, mit der Temperatur $= 100°$, und für solchen von geringerer Spannung, nämlich bei Vakuen von 611 und 705 mm, d. h. mit Temperaturen von $= 60°$ und $40°$, und endlich für Alkoholdampf von $80°$, jedes Mal gekühlt durch Wasser.

Das Kühlwasser kann verschiedene ursprüngliche Temperaturen haben. Es sind solche von $t_{ka} = 2{,}5° — 5° — 10° — 15° — 20°$ zu Grunde gelegt. Das Wasser kann kälter oder wärmer abfliessen und daher sind in der Tabelle 52 die Abflusstemperaturen von $t_{ke} = 20°, 30°, 40°, 50°, 60°, 70°, 80°$ berücksichtigt. Endlich soll das Kondensat oft wärmer, oft kälter gewonnen werden; daher sind die Fälle betrachtet, in denen es um $2°, 5°, 10°, 15°, 20°, 25°$ wärmer als das Kühlwasser austritt.

In der Tabelle 52 ist die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Kühlwasser (1. Periode: Kondensation) mit ϑ_{mc}, die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Kondensat und Kühlwasser (2. Periode: Kühlung) mit ϑ_{mk} bezeichnet.

Beispiel. Der zu kondensirende Wasserdampf hat $100°$, das Kühlwasser ist ursprünglich $10°$ warm und soll mit $60°$ abfliessen, man wünscht das Kondensat mit $15°$ zu erhalten.

Nach unserer Annahme soll in der ersten Periode der Dampf nur niedergeschlagen, nicht auch gekühlt werden. 1 kg Wasserdampf von 100° hat 637 Kalorien Gesammtwärme, wovon ihm zur Kondensation 537 entzogen werden müssen. Der kondensirte Dampf, das Kondensat hat noch 100 Kalorien; daher müssen ihm bis zur Abkühlung auf 15° noch 85° WE genommen werden (zusammen $537 + 85 = 622$ WE). In der Kühlungs-Periode ist also für 1 kg Dampf $\frac{85}{637 - 15} = \frac{85}{622}$, in der Kondensations-Periode $\frac{537}{622}$ der ganzen Wärme zu entziehen.

Das Kühlwasser erwärmt sich im ganzen von 15° auf 60°, also um $60 - 15° = 45°$, davon in der Periode der Kühlung um $\frac{85 \cdot 45}{622} = 6{,}15°$.

Das Kühlwasser ist also am Ende der Kondensationsperiode, da wo das Kondensat noch 100° hat, $10° + 6{,}15° = 16{,}15°$ warm.

Der eintretende Dampf hat . . .	100°
Das Wasser hat oben	60°
Differenz	40°

Der Dampf hat am Ende	100°
Das Wasser daselbst	16,15°
Differenz	83,85°

$40°$ sind $= p = \frac{40 \cdot 100}{83{,}85} = 47{,}70\,\%$ von $83{,}85°$.

Die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Wasser ist also in der ersten Periode nach Tabelle 1: $\vartheta_{mc} = 0{,}7 \cdot 83{,}85 = 58{,}7°$.

Das Kondensat hat oben	100°
Das Kühlwasser hat oben . . .	16,15°
Differenz	83,85°

Das Kondensat hat unten . . .	15°
Das Kühlwasser hat unten . . .	10°
Differenz	5°

$5°$ sind $= p = \frac{5 \cdot 100}{83{,}85} = 5{,}96\,\%$ von $83{,}85°$.

Die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Kondensat und Kühlwasser ist also in der zweiten Periode nach Tabelle 1:

$$= \vartheta_{mk} = 0{,}339 \cdot 83{,}85 = 28{,}42°.$$

Auf diese Weise ist die Tabelle 52 berechnet worden.

Ein Blick auf sie zeigt:

Tabelle 52.

Temperatur-Differenzen zwischen Dampf und Kühlwasser ϑ_{mc}, und Kondensat und Kühlwasser ϑ_{mk}, für Wasserdampf von 100°, 60° (Vakuum 611 mm), 40° (Vakuum 705 mm), für Alkoholdampf 80° (83,6% Gewicht) bei Oberflächen-Gefäss-Kondensatoren.

Die verkehrt stehenden Zahlen sind die Temperaturen des Kühlwassers an der Stelle, wo die Dampfkondensation aufhört und die Kühlung beginnt.

Dritte-Temperatur a	Temperatur des Kondensates	Wasserdampf 100° (atmosphärische Spannung) Latente Wärme = 537 Kal. Temperatur des ablaufenden Kühlwassers t_{ke} 20°		30°		40°		50°		60°		70°		80°	
		Mittlere Temperatur-Differenzen													
	t_{we}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}
°	5	86,4	26,3	82,2	25,5	75,3	25,1	69	25,7	62,1	24,3	53,4	25,9	45,5	24,5
	7,5	„ 4	32	„ 5,4	31	„ 6,8	30,6	„ 8,4	30,8	„ 9,8	29,3	„ 11	29	„ 12,5	29
	12,5	„	38	„	36,8	„	37,2	„	36,8	„	36	„	36	„	36
	17,5	„	44,1	„	43,4	„	42,76	„	42	„	42,3	„	41,7	„	42
°	7	85,5	25,1	80	24,8	73,8	23,4	68,7	24	60,9	23,45	53,9	23,4	45,7	23,3
	10	„	31	„	29,2	„	30	„	29,8	„	29	„	29	„	28,9
	15	„	37,2	„	36,7	„	36	„	35,8	„	34,8	„	34,8	„	34,7
	20	„ 7	42,8	„ 8	42,4	„ 9,4	42,4	„ 10,6	42,6	„ 12	41,9	„ 13	41,8	„ 14	41,7
	25	„	48,3	„	47	„	46,8	„	46,5	„	45,2	„	45,2	„	45,1
	30	„	51	„	49,8	„	49,5	„	49	„	49	„	49	„	49
°	12	84	22,9	77,8	22,6	72	22,3	66	22	58,7	21,8	52,5	21,5	43,4	21
	15	„	29,2	„	28,8	„	28,4	„	28	„	27,7	„	27,4	„	27,2
	20	„ 11,2	36,4	„ 12,5	36,2	„ 13,8	36	„ 15,3	35,7	„ 16,5	35	„ 17,8	34,3	„ 19,3	33,6
	25	„	42,2	„	41,7	„	41,2	„	40,8	„	40,2	„	39,8	„	39,2
	30	„	46,28	„	45,76	„	44,7	„	44	„	43,42	„	42,98	„	42,1
	35	„	49,84	„	49,36	„	48,1	„	47,4	„	46,72	„	46,25	„	45,3
°	17	82,7	22,7	76,3	22,4	71	22,4	63,9	21,5	56,8	21,3	51,5	21	41,8	19,8
	20	„	28,2	„	27,7	„	27,7	„	27	„	26,8	„	26,5	„	25,8
	25	„ 15,6	34,6	„ 16,7	34,8	„ 18	34,8	„ 19	34	„ 20	33,9	„ 21	33,5	„ 23	32,7
	30	„	39,6	„	39,6	„	39,6	„	38,9	„	38,8	„	38,3	„	38,2
	35	„	44,7	„	43,6	„	43,8	„	43,7	„	42,6	„	42,1	„	41
	40	„	48,1	„	48	„	47,8	„	47	„	46,6	„	46	„	45
°	22	—	—	74,1	21,4	67,7	21	61,5	20,6	55,5	20,2	48	19,7	40,7	19,3
	25	—	—	„	27,1	„	26,6	„	26,25	„	25,7	„	25,3	„	25
	30	—	—	„	33,5	„	32,8	„	32,25	„	31,7	„	31,3	„	30,7
	35	—	—	„	39	„	38,4	„	37,52	„	37,1	„	36,9	„	36,7

Tabelle 52.

Kühlwasser-Eintritts-Temperatur	Temperatur des Kondensates	Wasserdampf 60° (Vak. 611 mm) Latente Wärme = 564 Kal. Temperatur d. ablauf. Kühlwassers t_{ke}								Wasserdampf 40° (Vak. 705 mm Latente Wärme = 578 Kal. Temp. d. ablauf. Kühlwassers t_k					
		20°		30°		40°		50°		20°		30°		35°	
		Mittlere Temperatur-Differenzen								Mittlere Temp.-Differenzen					
t_{ka}	t_{we}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}
2,5°	5	47,7	17,3	41,5	17,3	34,4	17,5	25,8	17,2	27,5	12,7	20	12	15,9	12,7
	7,5	„	21,2	„	21,2	„	20,7	„	20,4	„	16	„	15,8	„	16
	12,5	„ 4	26,9	„ 4,6	26,9	„ 5,4	26,1	„ 6	25,8	„ 3,6	20,4	„ 3,7	20	„	19,9
	17,5	„	30,8	„	30,8	„	30	„	29,5	„	24	„	24	„	24,3
	22,5	„	35,3	„	35,8	„	35,4	„	33,8	„	28	„	28,5	„	28,5
5°	7	46,4	16,2	40	15,6	33,3	15,6	25,5	15,3	27	12,2	19,7	12	15,1	11,3
	10	„	20,8	„	20,2	„	20,2	„	19,9	„	14,4	„	14	„	14
	15	„ 6,6	26,1	„ 7	25,4	„ 7,8	25,4	„ 9,2	25	„ 6,5	19,9	„ 6,2	19	„	19
	20	„	31	„	30,1	„	30,1	„	29,6	„	23,6	„	23,6	„	23
	25	„	34,7	„	33,8	„	33,8	„	33,1	„	26,5	„	26,5	„	26,5
10°	12	44,37	15,7	38,3	15,5	31,7	15,3	24,8	15,2	27	10,9	18	10,9	13,6	9,25
	15	„	19,7	„	19,4	„	19,2	„	19	„	13,7	„	13,7	„	13,6
	20	„ 10,7	24,7	„ 11,3	24,2	„ 12	24	„ 12,3	23,8	„ 10,3	17,8	„ 10,7	17,8	„	17,8
	25	„	28,5	„	28	„	27,8	„	27,55	„	21,2	„	21,2	„	21,2
	30	„	33	„	32,5	„	32	„	31,6	„	25	„	25	„	24,3
15°	17	42,75	14,4	36,9	14	30,3	13,7	22,8	13,7	22,3	9,87	16,2	9,87	12,5	9,25
	20	„	18,45	„	18	„	17,1	„	17,6	„	12,5	„	12,5	„	12,5
	25	„ 15	23,8	„ 15,8	23,4	„ 16,2	22,8	„ 16,8	22,8	„ 15,1	16,2	„ 15,3	16,2	„	16,25
	30	„	27,9	„	27,2	„	26,6	„	26,6	„	19,5	„	19,5	„	19,5
	35	„	31	„	30,2	„	29,6	„	29,6	„	22,5	„	22,5	„	22,25
20°	22	—	—	34,9	13,6	28	13,3	20,9	13	—	—	14,4	8,4	10,8	8,4
	25	—	—	„	16,8	„	16,4	„	15,9	—	—	„	10,8	„	10,8
	30	—	—	„ 20,5	22	„ 21	21,6	„ 21,2	20,9	—	—	„ 20	14,4	„	14,4
	35	—	—	„	25,2	„	24,4	„	24	—	—	„	17,4	„	17,4
	40	—	—	„	28,8	„	28,3	„	27,4	—	—	„	—	„	20

1. dass die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Kühlwasser (1. Periode) abnimmt mit der Erhöhung der Ablaufwasser-Temperatur, dass sie aber sehr wenig berührt wird durch den Grad, bis zu dem das Kondensat gekühlt werden soll. In dieser Hinsicht kann man die Unterschiede praktisch vernachlässigen.

2. dass die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Kondensat und Kühlwasser (2. Periode) in erheb-

Tabelle 52.

Kühlwasser-Eintritts-Temperatur t_{ka}	Temperatur des Kondensates t_{we}	Alkohol 80° Cels. ca. 90,4 % Vol. = 86,3 Gew. %. Specifische Wärme σ = 0,8. — Latente Wärme = 205. Kal. Temperatur des ablaufenden Kühlwassers t_{ke}											
		20°		30°		40°		50°		60°		70°	
		Mittlere Temperatur-Differenzen											
		ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}
2,5°	5	79	21,0	60,4	20,8	53,9	20,5	46,9	20,3	38,2	19,8	29,4	19,3
	7,5	„ 6	25,9	„ 8	25,2	„ 10	24,5	„ 12	23,8	„ 14	23,2	„ 16	23
	12,5	„	32,8	„	31,5	„	30,5	„	29,9	„	29,7	„	29,4
	17,5	„	37	„	36,7	„	35,7	„	35,3	„	34,3	„	33,9
5°	7	67	20,8	58,8	20,3	52	19,7	45	19,1	37,1	18,5	28,5	17,9
	10	„ 8	24,4	„ 10	24,4	„ 12	23,9	„ 14	23,1	„ 16	22,4	„ 18	21,7
	15	„	31,6	„	30,8	„	29,9	„	29	„	28,1	„	27,2
10°	12	64,6	19,7	55,4	19,1	50,5	18,6	43,4	18	36,6	17,4	27,2	16,8
	15	„ 12	24,4	„ 14	23,7	„ 16	23	„ 18	22,3	„ 20	21,6	„ 22	20,9
	20	„	30,6	„	29,7	„	28,8	„	27,9	„	27	„	26,1
15°	17	62,7	17,9	55,1	17,36	49,2	16,8	42,3	16,26	35,2	15,68	26,1	15,1
	20	„ 16	23	„ 18	22,3	„ 20	21,6	„ 22	20,9	„ 24	20,1	„ 26	19,4
	25	„	29,44	„	28,5	„	27,6	„	26,7	„	25,76	„	24,85
20°	22	—	—	53,2	16,8	47,6	16,2	41	15,6	32,7	15,1	25	14,5
	25	—	—	„ 22	22	„ 24	21,3	„ 26	20,5	„ 28	19,7	„ 30	19
	30	—	—	„	27,8	„	26,8	„	25,9	„	24,96	„	24

lichem Maasse beeinflusst wird davon, bis wie nahe an die Kühlwasser-Temperatur das Kondensat gekühlt werden soll, dass sie aber nicht sehr erheblich abhängt von der Temperatur des Ablaufwassers. In dieser letzteren Hinsicht kann man die Unterschiede vernachlässigen, und man kann für die mittlere Temperatur-Differenz der zweiten Periode ohne Rücksicht auf die Wasserablauf-Temperatur selbst, für alle Fälle, das Mittel der bei 20° bis 80° Ablauf-Temperatur erscheinenden Temperatur-Differenzen annehmen.

b) Die Wärmetransmissions-Koefficienten k_c und k_k.

Den Koefficienten k_c für den Wärme-Uebergang von Dampf an nicht siedendes Wasser (1. Periode) in offenen

kupfernen oder messingenen Rohren bestimmen wir mit Hülfe der empirischen Gleichung:

$$k_c = 750 \sqrt[3]{v_d} \sqrt[3]{0{,}007 + v_f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (197)$$

die aus Beobachtungen an grossen und kleinen recht verschiedenen im Betriebe befindlichen Kondensatoren aufgestellt ist, und in der bedeutet: v_d die Geschwindigkeit des Dampfes beim Eintritt in den Kondensator (Anfangsgeschwindigkeit), v_f die mittlere Geschwindigkeit des Kühlwassers. Es scheint uns unstreitig, dass die Wärme-Transmission in diesen Fällen (bei der Kondensation von Dämpfen in Räumen, die mit der Luft oder der Luftpumpe in Verbindung stehen) mit der Geschwindigkeit von Dampf und Wasser zunimmt.

Die Geschwindigkeit des Dampfstromes nimmt im Kondensator natürlich vom Anfang an ab, bis sie am Ende $= 0$ wird. Das geschieht keineswegs gleichmässig, sondern nach einer hier nicht zu erörternden Kurve zuerst schnell, dann langsamer. Aber da die Geschwindigkeits-Abnahme sich fast in allen Fällen auf gleiche Weise vollziehen muss, weil die wesentlichen Umstände für ihre Veränderung bei allen Kondensatoren die gleichen sind, so darf man die mittlere Dampfgeschwindigkeit, die hier in Betracht kommt, in allen Fällen als in einer einfachen Proportionalität zur Anfangsgeschwindigkeit stehend annehmen.

Wie schon im Abschnitt VII ausgesprochen, giebt es ausser den Geschwindigkeiten noch andere Einflüsse auf die Wärmetransmission, welche ganz ungemein gross und oft von solcher Art sein können, dass ihre mathematische Fassung unmöglich scheint. Die stets stattfindende mehr oder weniger starke, vorher gänzlich unbestimmbare Inkrustation macht allein oft jede Rechnung illusorisch, aber auch die Lage und Richtung der Flächen, die Weite, die Form und der Inhalt der Heizräume, die dem Dampf beigemischte Luft verändern die Wirkung in erheblichem Maasse. Man kann noch nicht eine Gleichung für k_c aufstellen, die alle diese Dinge berücksichtigt.

Für Schlangen und Rohrkühler, durch die der Dampf strömt, kann man die Gleichung (197) wohl mit einigem Vertrauen verwenden. Sie enthält schon die Berücksichtigung der durchschnittlichen Verminderung der Leistung durch Belegung der Heizfläche. Für aussergewöhnliche Fälle mag man k_c etwas kleiner oder grösser wählen. Die Gleichung (197) gilt für Heizflächen aus Kupfer und Messing, deren Wandstärken ja im Mittel nicht sehr von einander abweichen und daher unberücksichtigt bleiben können. Für Eisen-

Tabelle 53.

Wärmetransmissions-Koefficient k_c zwischen nicht gespanntem Dampf und nicht siedendem Wasser bei kupfernen Rohren für Dampf-Eintritts-Geschwindigkeiten $v_d = 1$ bis 65 m und Wasser-Geschwindigkeiten $v_f = 0{,}001$ bis 4,0 m (1. Periode).

Geschwindigkeit der Flüssigkeit in m	Geschwindigkeit des Dampfes beim Eintritt ins Kondensationsrohr v_d in m														
	1	2	4	6	9	12	16	20	25	30	36	42	49	56	65
v_f	Transmissions-Koefficient k_c														
0,001	150	210	300	375	450	525	600	675	750	825	900	975	1050	1125	1200
0,008	187	262	375	448	562	655	750	843	937	1030	1125	1218	1312	1405	1500
0,020	225	315	450	563	675	788	900	1013	1125	1238	1350	1463	1575	1688	1800
0,035	262	367	524	655	786	917	1048	1179	1310	1441	1595	1706	1834	1965	2100
0,056	300	425	600	750	900	1050	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400
0,085	337	475	674	842	1011	1179	1348	1516	1685	1853	2022	2190	2356	2527	2696
0,117	375	528	750	937	1125	1312	1500	1687	1875	2062	2250	2437	2625	2812	3000
0,160	412	580	824	1030	1236	1442	1648	1834	2060	2266	2472	2678	2884	3090	3296
0,210	450	634	900	1110	1350	1775	1800	2025	2250	2475	2700	2925	3150	3375	3640
0,266	487	685	975	1230	1461	1704	1948	2191	2435	2678	2922	3165	3409	3692	3896
0,335	525	742	1050	1325	1575	1837	2100	2362	2727	2987	3150	3412	3675	3937	4200
0,415	562	792	1124	1417	1686	1967	2248	2529	2810	3091	3372	3653	3934	4215	4496
0,505	600	846	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600	3900	4200	4500	4800
0,607	637	897	1274	1592	1912	2230	2548	2866	3185	3503	3822	4140	4459	4777	5096
0,720	675	945	1350	1687	2025	2362	2700	3037	3375	3712	4050	4387	4725	5062	5400
0,850	712	1004	1424	1730	2136	2452	2848	3154	3560	3866	4272	4578	4984	5390	5696
1,00	750	1057	1550	1925	2350	2625	3000	3375	3750	4125	4500	4875	5250	6025	6000
1,50	862	1207	1724	2155	2586	3017	3448	3879	4310	4741	5172	5603	6034	6465	6896
2,00	945	1323	1892	2362	2835	3307	3780	4252	4725	5197	5670	6142	6615	7087	7560
2,50	1013	1418	2026	2532	3039	3545	4052	4558	5065	5571	6078	6584	7091	7597	8104
3,0	1087	1521	2174	2717	3261	3804	4348	4891	5435	5978	6522	7065	7609	8152	8696
3,5	1140	1596	2280	2850	3420	3990	4520	5130	5700	6270	6840	7410	7980	8550	9120
4,0	1200	1800	2400	3000	3600	4200	4800	5400	6000	6600	7200	7800	8400	9000	9600

flächen mag man, auch mit der Begründung, dass sie sich meist stärker mit Kesselstein belegen als solche von Kupfer, den Werth von k_c etwa um 15 %, für dicke Bleiflächen um etwa 30 % verringern.

In der Tabelle 53 sind nach Gleichung (197) berechnete Werthe von k_c für Anfangsgeschwindigkeiten des Dampfes von 1—65 m und der Kühlflüssigkeit von 0,001—4 m zusammengestellt. Diese Werthe k_c gelten für die (erste) Kondensations-Periode.

Für die (zweite) Kühlungs-Periode, in der es sich um den Wärmeaustausch zwischen Kondensat und Kühlflüssigkeit, also zwischen zwei Flüssigkeiten, handelt, gilt ein anderes k_k.

Den Transmissions-Koefficienten k_k für die Wärme-Uebertragung zwischen zwei mit verschiedener Geschwindigkeit strömenden Flüssigkeiten entnehmen wir aus Gleichung (221) im folgenden Abschnitt XXI für Kupferrohre:

$$k_k = \frac{200}{\frac{1}{1+6\sqrt{v_{f_1}}} + \frac{1}{1+6\sqrt{v_{f_2}}}}$$

Hierin bedeutet v_{f_1} die Geschwindigkeit der einen, v_{f_2} die der andern Flüssigkeit.

Die Tabelle 63 giebt nach der Gleichung (221) die Werthe von k_k für Geschwindigkeiten der beiden Flüssigkeiten v_{f_1} und v_{f_2} von 0,001 bis 2 m.

Die Geschwindigkeit v_{f_1} der aufsteigenden, sich erwärmenden Kühlflüssigkeit, gewöhnlich Wasser, kann in jedem Fall nach der Anfertigung des Apparates, meistens auch schon vorher bestimmt werden; sie ist gewöhnlich sehr gering. In Kühlgefässen steigt das Wasser meistens nur mit einer Geschwindigkeit von 1—3 mm empor, obwohl es stets zu erstreben bleibt, eine grössere zu erreichen und es gelingt bisweilen 150, ja 200 zu erzielen.

Abgesehen von der gleichmässigen Aufgangsgeschwindigkeit hat das Kühlwasser durch seine Erwärmung an den heissen Flächen noch besondere Strömungen, deren Geschwindigkeit abhängig von der Temperatur-Differenz, der absoluten Temperatur-Höhe, der Form der Kühlfläche sehr erheblich sein kann. Die Aufgangsgeschwindigkeit allein thuts also nicht. Je wärmer das Kühlwasser ist, desto leichter nimmt es Wärme auf: Siehe das Beispiel Seite 29.

Die Geschwindigkeit v_{f_2} des im Kondensator herabfliessenden Kondensates entzieht sich unserer Kenntniss. Sie ist meistens grösser als die des Kühlwassers. Gewisse Beobachtungen lassen erwarten, dass sie selten mehr als 1 m in der Sekunde beträgt; wir nehmen sie daher zu $v_{f_2} = 0{,}800$ an. Dies gilt für Kühlflächen, deren ganze Oberfläche von dem zu kühlenden Kondensat benetzt wird. In Wirklichkeit ist es beinahe die Regel, dass die Kühlflächen nur zum Theil benetzt werden. Daher muss man für vertikale Rohrflächen die berechneten Flächen etwa verdoppeln. Bei Schlangen-Kühlern, in denen die Flüssigkeit nur auf dem unteren Theil der

inneren Rohrwand herabfliesst, bleibt der grössere obere Theil unbenutzt, daher muss die berechnete Kühlfläche H_k der Schlangen etwa verdreifacht werden.

c) Die Kondensations- und Kühlflächen H_c und H_k.

Nachdem im Vorhergehenden die im Wesentlichen die Grösse der Kondensationsfläche H_c und Kühlfläche H_k bedingenden Faktoren ϑ_{mc} ϑ_{mk} k_c k_k festgestellt sind, kann nun die ganze erforderliche Fläche berechnet werden. Sie ist wie bekannt:

$$H_{ck} = H_c + H_k = \frac{C_c}{\vartheta_{mc} k_c} + \frac{C_k}{\vartheta_{mk} k_k} \quad . \quad . \quad (198)$$

Um nun die Bestimmung der in jedem einzelnen Fall erforderlichen Kondensations- und Kühlflächen zu erleichtern, haben wir die Tabelle 54 beigegeben, aus der ihre Grössen für stündliche Kondensation und Kühlung von 100 kg Wasser und Alkoholwasserdampf abgelesen werden können.

Die Tabelle 54 besteht aus zwei Theilen, nämlich aus dem I. Theil, welcher die Fläche H_c für die Kondensation von 100 kg Wasserdampf von $100^0 - 60^0 - 40^0$, und Alkohol-Wasserdampf von 80^0 (86,3 % Gewicht) in 1 Stunde bei Dampf-Geschwindigkeiten von 1—64 m und bei Kühlwasser-Geschwindigkeiten von 0,001—1,00 m angiebt und dann aus dem II. Theile, in dem die zum Kühlen der Kondensate nothwendigen Flächen H_k verzeichnet sind.

Bei der Benutzung der Tabelle 54 muss man daher zunächst aus ihren ersten Theilen die für die Kondensation nöthige Fläche aufsuchen und hierzu aus den zweiten Theilen die für die Kühlung erforderliche Fläche (mit 2 oder 3 multiplicirt) addiren.

Bei der Berechnung der Tabelle 54 ist angenommen worden, dass das Kühlwasser mit 10^0 eintritt; dies ist gewöhnlich seine Temperatur; ist das Wasser im besonderen Fall kälter, so kann man die Fläche etwas verkleinern; ist es wärmer, so muss man sie nach Massgabe der in der Tabelle 52 aufgestellten Temperatur-Differenzen vergrössern. Die Angaben gelten für Kupferheizflächen; Eisenheizfläche sei 10—20 %, Bleifläche 20—30 % grösser. Für aussergewöhnlich dicke Wände muss gleichfalls eine Zugabe stattfinden.

Die ersten Theile der Tabelle 54 gelten dann, wenn die ganze in den Kondensator geführte Dampfmenge verflüssigt werden soll; ist dies nicht der Fall, soll vielmehr nicht der ganze, sondern

I. Theil.

Tabelle 54.

Erforderliche Kühlflächen H_c und H_k in qm
von 100 kg Wasserdampf von 100°
„ „ „ „ „ 40°
bei Dampf-Eintritts-Geschwindigkeiten v_d von 1 bis 64 m
Kühlwasser-Anfangs-Temperatur $t_{ka} = 10°$
Kondensataustritt 2—25° über

		Wasserdampf von 100°						
Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d	Kühlwasser-Geschwindigkeit v_f	Kühlwasser-End-Temperatur t_{ke}						
		20	30	40	50	60	70	80
		Erforderliche Kühlfläche H_c in qm						
1,0	0,001	4,29	4,62	5	5,45	6,20	6,90	8,40
	0,009	3,43	3,69	4	4,36	4,96	5,52	6,72
	0,020	2,86	3,08	3,24	3,64	4,14	4,60	5,60
	0,210	1,43	1,54	1,67	1,82	2,07	2,30	2,80
	1,000	0,86	0,93	1,00	1,09	1,24	1,40	1,68
1,5	0,001	3,52	3,78	4,10	4,47	5,10	5,66	7,00
	0,009	2,81	3,00	3,28	3,58	4,08	4,53	5,60
	0,020	2,36	2,52	2,74	2,98	3,40	3,78	5,34
	0,210	1,18	1,26	1,37	1,49	1,70	1,89	2,67
	1,00	0,71	0,76	0,82	0,89	1,02	1,13	1,40
2	0,001	3,01	3,27	3,54	3,83	4,40	4,90	6,00
	0,009	2,41	2,61	2,83	3,06	3,52	3,92	4,80
	0,020	2,02	2,18	2,36	2,56	2,94	3,28	4,00
	0,210	1,01	1,05	1,18	1,28	1,47	1,64	2,00
	1,00	0,61	0,66	0,71	0,77	0,88	0,98	1,20
4	0,001	2,15	2,31	2,50	2,73	3,10	3,45	4,20
	0,009	1,72	1,85	2,00	2,18	2,48	2,76	3,36
	0,020	1,44	1,54	1,66	1,82	2,08	2,30	2,80
	0,210	0,72	0,77	0,83	0,91	1,04	1,15	1,40
	1,000	0,43	0,46	0,50	0,55	0,62	0,70	0,84
9	0,001	1,43	1,54	1,67	1,82	2,07	2,30	2,80
	0,009	1,14	1,25	1,50	1,38	1,66	1,84	2,24
	0,020	0,90	1,02	1,12	1,22	1,38	1,54	1,88
	0,210	0,45	0,51	0,56	0,61	0,69	0,77	0,94
	1,000	0,29	0,31	0,36	0,37	0,42	0,46	0,56
16	0,001	1,08	1,16	1,25	1,36	1,55	1,73	2,10
	0,009	0,86	0,95	1,00	1,09	1,24	1,38	1,68
	0,020	0,58	0,64	0,68	0,74	0,84	0,92	1,12
	0,210	0,29	0,32	0,34	0,37	0,42	0,46	0,56
	1,000	0,22	0,24	0,25	0,27	0,31	0,35	0,42

I. Theil.

Tabelle 54.

zum Kondensiren und Kühlen in 1 Stunde
von 100 kg Wasserdampf von 60°
„ „ „ Alkoholwasserdampf von 80° (86,3 Gew. %)
Kühlwasser-Geschwindigkeiten v_f von 0,001 bis 1,00 m
Kühlwasser-End-Temperatur t_{ke} = 20—80°
Kühlwasser-Anfangs-Temperatur.

Atm. Spannung c 540.

Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d	Kühlwasser-Geschwindigkeit v_f	Kühlwasser-End-Temperatur t_{ke} 20	30	40	50	60	70	80
zur Kondensation von 100 kg Dampf in 1 Stunde								
20	0,001	0,96	1,04	1,12	1,22	1,38	1,54	1,88
	0,009	0,77	0,83	0,89	0,97	1,10	1,23	1,50
	0,020	0,64	0,70	0,75	0,82	0,90	1,02	1,26
	0,210	0,32	0,35	0,38	0,41	0,45	0,51	0,63
	1,000	0,20	0,21	0,23	0,25	0,28	0,31	0,38
25	0,001	0,86	0,93	1,00	1,09	1,24	1,38	1,68
	0,009	0,71	0,75	0,80	0,87	1,00	1,10	1,34
	0,020	0,58	0,32	0,67	0,72	0,64	0,90	1,12
	0,210	0,29	0,31	0,34	0,36	0,32	0,45	0,56
	1,000	0,17	0,19	0,20	0,22	0,25	0,28	0,34
30	0,001	0,78	0,84	0,92	1,00	1,15	1,26	1,54
	0,009	0,62	0,67	0,73	0,80	0,92	1,00	1,23
	0,020	0,52	0,56	0,62	0,67	0,76	0,84	1,04
	0,210	0,26	0,28	0,31	0,34	0,38	0,42	0,52
	1,000	0,16	0,17	0,19	0,20	0,23	0,26	0,31
36	0,001	0,72	0,77	0,83	0,91	1,04	1,15	1,40
	0,009	0,57	0,61	0,66	0,73	0,83	0,92	1,12
	0,020	0,48	0,52	0,56	0,62	0,76	0,78	0,95
	0,210	0,24	0,26	0,28	0,31	0,38	0,39	0,47
	1,000	0,15	0,16	0,17	0,19	0,21	0,23	0,28
49	0,001	0,62	0,66	0,72	0,78	0,89	1,00	1,20
	0,009	0,50	0,53	0,58	0,62	0,72	0,80	0,96
	0,020	0,42	0,44	0,48	0,58	0,60	0,68	0,80
	0,210	0,21	0,22	0,24	0,29	0,30	0,34	0,40
	1,000	0,13	0,14	0,15	0,16	0,18	0,20	0,24
64	0,001	0,54	0,58	0,63	0,68	0,78	0,87	1,05
	0,009	0,44	0,47	0,51	0,55	0,62	0,71	0,84
	0,020	0,36	0,38	0,42	0,46	0,52	0,58	0,70
	0,210	0,18	0,19	0,21	0,23	0,26	0,29	0,35
	1,000	0,11	0,12	0,13	0,14	0,16	0,18	0,21

Wasserdampf von 60°						Wasserdampf v. 40°			Alkohol-Wasserdampf von 80° (80,3 Gew. % = 90 Vol. %)								
Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit	Kühlwasser-Geschwindigkeit	Vakuum = 611 mm c = 504 Kühlwasser-End-Temperatur t_{ke}				Vak. = 705 mm c = 537			Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit	Kühlwasser-Geschwindigkeit	c = 252 Kühlwasser-End-Temperatur t_{ke}						
v_d	v_f	20	30	40	50	20	30	35	v_d	v_f	20	30	40	50	60	70	
		Erforderliche Kühlfläche H_c zur Kondensation von 100 kg Dampf in 1 St.									Erforderliche Kühlfläche H_c zur Kondensation v. 100 kg Dampf in 1 St.						
4	0,001	4,05	4,68	5,50	7,14	6,76	10,20	13,42	1	0,001	2,60	3,03	3,33	3,87	4,59	6,18	
	0,009	3,24	3,90	2,20	2,85	5,41	8,16	10,73		0,009	2,08	2,42	2,66	3,11	3,67	4,95	
	0,020	2,70	2,12	3,68	4,76	4,52	6,80	8,96		0,020	1,74	2,02	2,22	2,58	3,06	4,12	
	0,210	1,35	1,56	1,84	2,38	2,26	3,40	4,48		0,210	0,87	1,01	1,11	1,29	1,53	2,06	
	1,000	0,81	0,94	1,10	1,45	1,36	2,04	2,69		1,000	0,52	0,61	0,66	0,78	0,92	1,24	
9	0,001	2,70	3,13	3,70	4,76	4,51	6,80	8,95	2	0,001	1,84	2,15	2,36	2,74	3,25	4,38	
	0,009	2,16	2,50	2,96	3,81	3,61	5,44	7,16		0,009	1,47	1,72	1,89	2,19	2,60	3,50	
	0,020	1,80	2,10	2,48	3,18	3,02	4,54	5,98		0,020	1,24	1,44	1,58	1,84	2,18	2,98	
	0,210	0,90	1,05	1,24	1,59	1,51	2,27	2,99		0,210	0,62	0,72	0,79	0,92	1,09	1,49	
	1,000	0,54	0,63	0,74	0,96	0,91	1,36	1,79		1,000	0,37	0,43	0,48	0,55	0,65	0,88	
16	0,001	2,03	2,34	2,75	3,57	3,38	5,10	6,70	4	0,001	1,30	1,57	1,67	1,94	2,30	3,09	
	0,009	1,62	1,87	2,20	2,86	2,71	4,08	5,16		0,009	1,04	1,26	1,34	1,55	1,84	2,47	
	0,020	1,36	2,56	1,84	2,38	2,26	3,40	4,46		0,020	0,88	1,06	1,12	1,30	1,54	2,06	
	0,210	0,68	0,78	0,92	1,19	1,13	1,70	2,23		0,210	0,44	0,53	0,56	0,65	0,77	1,03	
	1,000	0,41	0,47	0,55	0,72	0,68	1,02	1,34		1,000	0,26	0,32	0,34	0,39	0,46	0,62	
25	0,001	1,62	1,88	2,22	2,86	2,71	4,08	5,37	6	0,001	1,04	1,21	1,33	1,55	1,84	2,47	
	0,009	1,30	1,50	1,77	2,31	2,19	3,26	4,30		0,009	0,83	0,96	1,06	1,24	1,47	1,97	
	0,020	1,08	1,26	1,48	1,92	1,86	2,72	3,58		0,020	0,70	0,82	0,90	1,06	1,24	1,66	
	0,210	0,54	0,63	0,74	0,96	0,93	1,36	1,79		0,210	0,35	0,41	0,45	0,53	0,62	0,83	
	1,000	0,33	0,38	0,44	0,58	0,55	0,82	1,08		1,000	0,21	0,24	0,27	0,32	0,37	0,50	
36	0,001	1,36	1,57	1,86	2,38	2,26	3,40	4,48	9	0,001	0,87	1,01	1,11	1,29	1,53	2,06	
	0,009	1,09	1,26	1,51	1,90	1,81	2,72	3,59		0,009	0,71	0,81	0,89	1,02	1,22	1,65	
	0,020	0,92	1,06	1,24	1,58	1,52	2,28	2,98		0,020	0,58	0,68	0,74	0,86	1,04	1,38	
	0,210	0,46	0,53	0,62	0,79	0,76	1,14	1,49		0,210	0,29	0,34	0,37	0,43	0,52	0,69	
	1,000	2,72	0,32	0,38	0,48	0,46	0,68	0,90		1,000	0,18	0,21	0,22	0,26	0,31	0,42	

II. Theil. Tabelle 54.

Kühlwasser-Geschwindigkeit	Kühlfläche H_k zum Kühlen											Kühlwasser-Geschwindigkeit
	von 100 kg kondensirtem Wasserdampf von 100° in 1 Stunde						von 100 kg kondensirtem Wasserdampf von 60° (611 mmVak.) in 1 Stunde					
	Temperatur-Differenz zwischen Kühlwasser-Eintritt und Kondensat-Austritt											
v_f	2°	5°	10°	15°	20°	25°	2°	5°	10°	15°	20°	v_f
	Quadratmeter Kühlfläche											
0,001	2,00	1,52	1,15	0,92	0,80	0,70	1,60	1,18	0,83	0,63	0,50	0,001
0,009	1,60	1,21	0,92	0,73	0,64	0,56	1,28	0,95	0,66	0,54	0,40	0,009
0,020	1,40	1,06	0,81	0,64	0,56	0,49	1,12	0,83	0,58	0,44	0,35	0,020
0,210	0,86	0,65	0,48	0,40	0,35	0,31	0,69	0,51	0,36	0,27	0,22	0,210
1,00	0,60	0,46	0,34	0,28	0,24	0,21	0,48	0,35	0,25	0,19	0,15	1,00
	von 100 kg kondensirtem Wasserdampf von 40° (705 mm Vak.) in 1 Stunde						von 100 kg kondensirtem Alkoholwasserdampf v. 80° (= 86,3 Gew. %) in 1 St.					
	Quadratmeter Kühlfläche											
0,001	1,40	0,90	0,56	0,36	0,22	—	1,35	1,07	0,80	—	—	0,001
0,009	1,12	0,72	0,45	0,29	0,18	—	1,08	0,86	0,64	—	—	0,009
0,020	0,98	0,63	0,40	0,25	0,16	—	0,95	0,75	0,56	—	—	0,020
0,210	0,60	0,39	0,24	0,16	0,10	—	0,58	0,46	0,35	—	—	0,210
1,000	0,42	0,27	0,16	0,11	0,06	—	0,41	0,32	0,24	—	—	1,000

Kühlwasser-Anfangs-Temperatur $t_{ka} = 10°$ angenommen.

Diese Kühlflächen gelten für ganz benetzte Flächen. Bei vertikalen Rohrkühlern müssen diese Flächen wenigstens verdoppelt, bei Schlangenkühlern verdreifacht werden.

---

nur ein Theil des einströmenden Dampfes niedergeschlagen werden, ein anderer Theil aber den Kondensator noch als Dampf verlassen, so wächst die Leistung der Heizfläche bedeutend. Die Mehrleistung hängt von der Dampfgeschwindigkeit am Ausgang ab. Man lege in solchen Fällen die Summe der Anfangs- und Enddampfgeschwindigkeit der Rechnung zu Grunde.

Die für die Kondensation des Dampfes von 40° mitgetheilten Kühlflächen halten wir für knapp; man thut gut, sie bei der Ausführung etwas grösser als die Tabelle 54 angiebt, zu wählen, etwa 15—20 %. Es scheint, als ob sehr verdünnter Dampf die Wärme weniger schnell überträgt als gespannter (sei es wegen der grösseren

Entfernung seiner Moleküle von einander, sei es wegen der dadurch bedingten Trägheit). Die Tabelle 54 gilt, wenn der Dampf durch die Rohre, und das Wasser um diese fliesst. Ist das umgekehrte der Fall, so ist die Wasser-Geschwindigkeit günstigerweise grösser, die Dampf-Geschwindigkeit ungünstigerweise kleiner (aber meistens schwer festzustellen) und die Leistung der Kondensationsfläche wird etwas (etwa um 20 %) geringer als die Tabelle annimmt. Um soviel ist also dann auch die Fläche zu vergrössern.

Beispiel. Es sollen 100 kg Dampf von 100° C kondensirt und auf 15° gekühlt werden. Das Kühlwasser hat anfangs 10° und soll mit 60° abfliessen. Die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit sei $v_d = 30$ m, die Wassergeschwindigkeit sei $v_f = 0{,}002$ m.

Um 100 kg Dampf zu kondensiren, müssen ihm (637—100) 100 = 53700 Kalorien entzogen werden. Um 100 kg Wasser von 100° auf 15° zu kühlen, muss man ihm (100 — 15) 100 = 8500 Kalorien entziehen.

Nach Tabelle 52 sind für den vorliegenden Fall die Temperatur-Differenzen $\vartheta_{mc} = 58{,}7°$ und $\vartheta_{mk} = 27{,}7°$ und der Transmissions-Koefficient ist nach Tabelle 53 in der ersten Periode (Kondensation) $k_c = 830$ und in der zweiten Periode (Kühlung), nach Tabelle 63 $k_k = 212$

Die Kühlfläche für die (erste) Kondensationsperiode ist also:

$$H_c = \frac{C}{k_c \, \vartheta_{mc}} = \frac{53700}{830 \cdot 58{,}7} = 1{,}13 \text{ qm}$$

Die Kühlfläche für die (zweite) Kühlungsperiode wäre:

$$H_k = \frac{C}{k_k \cdot \vartheta_{mk}} = \frac{8500}{212 \cdot 27{,}7} = 1{,}44 \text{ qm}$$

wenn sie ganz benutzt würde. Der Kühler soll aber aus einem Schlangenrohr gebildet werden und daher muss die Kühlfläche H_k auf etwa $3 \cdot 1{,}44 = 4{,}32$ qm vergrössert werden, da nur etwa ihr dritter Theil wirklich in Funktion tritt. Die Gesammtfläche ist also:

$$H_{ck} = 1{,}13 + 4{,}32 = 5{,}45 \text{ qm}.$$

Da man in vielen Fällen der Praxis bei der Konstruktion der Apparate die ursprüngliche Wassertemperatur nicht kennt, und auch manche andere Umstände vorher nicht genau bestimmen kann, so ist es nothwendig, diese Dinge nach freiem Ermessen vorauszusetzen; ganz zweckmässig erscheinen dann die folgenden Annahmen:

	Wasserdampf			Alkohol-wasser-dampf
Der zu kondensirende Dampf hat .	100°	60°	40°	80°
Er trete in das Schlangenkühlrohr mit der Geschwindigkeit . . . v_d	30—50	40—60	45—65	4—5 m
Er trete in den Rohrkühler mit v_d =	20—30	20—30	25—35	2—3 m
Die Wasserbewegung sei so gross wie möglich, wenigstens v_{f_1} = . . .	0,001	0,001	0,001	0,001
Die Wassereintrittstemperatur werde angenommen t_{ka} = ...	10°	10°	10°	10°
Die Wasseraustrittstemperatur werde angenommen t_{ke} = ...	70°—80°	40°—50°	30°	60°
Das Kondensat werde gekühlt bis auf t_{we} = ...	15°	15°	15°	12°

Zur Bequemlichkeit für ähnliche Rechnungen sind noch zwei Tabellen beigegeben, deren erste Tabelle 55 das Gewicht an Wasserdampf von 100°—60°—50°—40°—35°, ferner an Alkoholdampf, Aetherdampf und Luft lehrt, das in 1 Stunde bei 1 m Geschwindigkeit durch Rohre von 10—100 mm Drm strömt.

Bei jeder anderen Geschwindigkeit v_d ist das durchströmende Dampfgewicht v_d mal so gross.

Die andere Tabelle 56 giebt die Wassermenge, welche in einer Stunde bei 0,001 m Geschwindigkeit in Gefässen von 300 bis 1250 mm Drm aufsteigt. Bei der Geschwindigkeit v_{f_1} ist das Wasserquantum dann v_{f_1} mal so gross. Ist das Wasserquantum und der Gefässdurchmesser bekannt, so giebt die Tabelle 56 die Geschwindigkeit v_{f_1}.

d) Bestimmung der Kühlrohrabmessungen d und l.

Ebenso wie für die Verdampfungsrohre (Abschn. VIII, Tabelle 13) besteht auch für die Kondensationsrohre, in denen Dampf niedergeschlagen werden soll, das Bedürfniss, nicht nur ihre Kühlfläche H_c sondern auch ihre zweckmässige Abmessung, d. h. ihre Länge und ihren Durchmesser zu bestimmen, da zu lange Rohre am Ende wirkungslos bleiben.

Aus der Bedingung, dass die von dem Kondensationsrohre in der Zeiteinheit an das Kühlwasser abgegebene Wärmemenge gleich sein muss der Verdampfungs- resp. Kondensationswärme des eingeführten Dampfes, entsteht die Gleichung:

Tabelle 55.

Wasserdampf-Gewicht in kg, das in 1 Stunde bei der Geschwindigkeit $v_d = 1$ m durch Rohre von 10—100 mm strömt.

Dampf-Druck Atm abs	Dampf-Temperatur °C	Rohrdurchmesser in mm											
		10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
3	134	0,48	1,08	1,92	3,00	4,32	6,00	7,65	11,8	17,2	23,5	30,6	38,9	48,9
2,5	128	0,40	0,91	1,60	2,52	3,66	5,00	6,43	9,78	14,5	18,9	25,7	32,7	40,0
2	121	0,33	0,74	1,31	2,05	2,96	4,00	5,28	7,95	11,8	16,1	20,9	26,6	33,0
1,5	112	0,25	0,56	1,00	1,56	2,24	3,00	4,00	6,03	8,99	12,3	15,9	20,3	25,0
1	100°	0,17	0,383	0,685	1,07	1,54	2,10	2,73	4,27	6,16	8,48	10,9	13,9	17,0
0,196	60°	0,04	0,083	0 143	0,23	0,33	0,43	0,59	0,93	1,33	1,79	2,36	3,00	3,66
0,121	50°	0,023	0,053	0,093	0,15	0,21	0,29	0,38	0,60	0,87	1,14	1,50	1,90	2,34
0,072	40°	0,014	0,033	0,058	0,09	0,13	0,18	0,23	0,36	0,5	0,70	0,92	1,17	1,43
0,055	35°	0,011	0,015	0,049	0,07	0,10	0,14	0,18	0,28	0,40	0,54	0,72	0,91	1,11
		Alkoholwasserdampf-Gewicht:												
1	80°	0,39	0,88	1,55	2,40	3,50	4,80	6,25	10,0	14,0	19,0	25,0	31,8	39,0
		Aetherdampf-Gewicht:												
1	37,5°	0,80	1,70	3,10	5,00	7,00	9,60	12,5	20,0	30,0	41,0	53,0	66,0	82,0
		Luft-Gewicht:												
1	15°	0,35	0,78	1,38	2,16	3,11	4,21	5,54	8,65	12,5	16,9	21,1	28,0	34,6

Tabelle 56.

Wassergewicht W, das in 1 Stunde bei $v_f = 0{,}001$ m Geschwindigkeit in Gefässen von 300—1250 mm Drm aufsteigt.

Gefässdurchm:	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
Wassergewicht W:	252	345	452	572	705	855	1017	1194	1385	1590
Gefässdurchm:	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250
Wassergewicht W:	1800	2042	2289	2520	2820	3117	3420	3738	4068	4417

$$H_c\, k_c\, \vartheta_{mc} = \frac{d^2\,\pi}{4}\, v_d \cdot 3600 \cdot c \cdot \gamma \quad . \quad . \quad (199)$$

Die Werthe für H_c und k_c eingesetzt

$$d \cdot \pi \cdot l \cdot 750 \cdot \sqrt[2]{v_d}\ \sqrt[3]{0{,}007 + v_f}\ \vartheta_{mc} = \frac{d^2\,\pi}{4}\, v_d \cdot 3600 \cdot c \cdot \gamma$$

woraus dann folgt:

$$\frac{l}{d} = 1{,}2\, \frac{c \cdot \gamma}{\vartheta_m}\, \frac{\sqrt[2]{v_d}}{\sqrt[3]{0{,}007 + v_f}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(200)}$$

Aus dieser Gleichung kann man für jeden speciellen Fall das vortheil-

Tabelle 57.

Wasser-Geschwindigkeit	Mittlere Temp.-Differenz	Wasserdampf von 121° (2 Atm abs) Dampfeintritts-Geschwindigkeit v_d in m							Wasserdampf von 134° (3 Atm abs) Dampfeintritts-Geschwindigkeit v_d in m						
v_f	ϑ_m	4	9	16	25	36	49	64	4	9	16	25	36	49	64
m	°C	Verhältniss $\frac{l}{d}$							Verhältniss $\frac{l}{d}$						
0,020	90	60	90	120	150	180	210	240	88	132	174	220	264	308	350
	80	67	102	136	170	204	238	270	98	146	198	244	294	342	394
	70	76	114	154	190	228	266	308	112	168	224	280	336	392	450
	60	90	136	180	222	270	314	360	132	198	264	320	396	462	526
	50	108	162	216	270	324	378	432	158	236	316	394	474	580	630
	40	136	202	270	340	406	476	540	196	294	394	490	588	686	788
	30	180	270	360	490	540	630	720	264	396	526	660	792	924	1052
	20	270	410	540	670	810	938	1080	394	590	788	980	1182	1372	1578
0,210	90	30	45	60	75	90	105	120	44	66	87	110	132	154	175
	80	34	51	68	85	102	119	135	49	73	98	122	147	171	197
	70	38	57	77	95	114	133	154	56	84	112	140	168	196	225
	60	45	68	90	111	135	157	180	66	99	132	160	198	231	263
	50	54	81	108	135	162	189	216	79	118	158	197	237	275	315
	40	68	101	135	170	203	238	270	98	147	197	245	294	343	394
	30	90	135	180	245	270	315	360	132	198	263	330	396	462	526
	20	135	205	270	335	405	469	540	197	295	394	490	591	686	789
1,00	90	18	27	30	45	54	63	72	26	39	52	65	78	91	105
	80	20	30	40	50	60	70	81	29	43	59	72	87	101	118
	70	23	34	46	56	69	80	93	34	51	68	85	102	119	135
	60	27	40	54	67	81	94	108	39	58	79	97	117	129	158
	50	33	50	65	82	99	115	129	47	70	94	117	141	164	189
	40	40	60	81	100	120	140	162	59	88	118	177	177	206	236
	30	54	81	108	135	162	189	216	79	118	157	195	231	306	315
	20	81	121	162	205	243	283	324	118	177	237	295	354	413	473
3,00	90	10	15	21	25	30	35	42	19	28	37	47	57	66	73
	80	12	18	24	30	36	42	48	21	31	42	52	63	71	83
	70	14	21	28	35	42	49	55	24	36	47	60	72	84	94
	60	16	24	32	40	48	56	64	27	40	54	67	81	94	109
	50	19	28	38	47	57	68	76	33	50	66	82	99	115	131
	40	24	36	48	60	72	84	95	41	61	82	102	123	143	165
	30	32	48	64	80	96	112	127	55	82	110	137	165	178	219
	20	47	71	95	117	141	164	190	83	125	165	206	249	290	329

Tabelle 57.

Das Verhältniss $\frac{\text{Rohrlänge}}{\text{Rohrdurchmesser}} = \frac{l}{d}$ der kupfernen Kondensationsrohre (Schlangen) für Wasserdampf von 134°–121°–100°–60°–40° u. Alkoholwasserdampf von 80° (86,3 Gew.%) bei Dampf-Eintritts-Geschwindigkeiten von $v_d = 1 - 64$ m und Kühlwasser-Geschwindigkeiten von $v_f = 0{,}001 - 3{,}0$ m und Temperatur-Differenzen zwischen Dampf-Kühlwasser $\vartheta_m = 10 - 70°$.

Kühlwasser-Geschwindigkeit	Temperatur-Differenz	Wasserdampf von 100° Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d							Kühlwasser-Geschwindigkeit	Temperatur-Differenz	Wasserdampf von 60° Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d						
v_f	ϑ_m	4	9	16	25	36	49	64	v_f	ϑ_m	4	9	16	25	36	49	64
		Verhältniss $\frac{l}{d}$									Verhältniss $\frac{l}{d}$						
0,001	70	55,7	82,5	111	139	166	195	220	0,001	50	18	26	35	44	53	62	71
	60	65	97	130	162	195	227	260		40	22	33	44	55	67	78	89
	50	78	117	156	195	234	273	312		30	29	44	59	74	88	103	118
	40	97	146	194	243	282	340	390		20	44	66	88	110	133	145	177
	30	130	195	260	325	390	455	520	0,009	50	14	21	28	36	43	50	57
0,009	70	44,6	67	89	111	133	156	178		40	18	26	35	44	53	62	71
	60	52	78	104	130	156	182	208		30	24	35	47	59	70	83	94
	50	62	93	125	156	187	218	249		20	35	53	71	89	106	124	142
	40	78	117	156	195	234	273	312	0,020	50	12	18	24	30	34	41	47
	30	102	156	208	260	312	364	416		40	15	22	30	37	44	52	59
0,020	70	37	55	74	93	117	130	148		30	20	30	40	50	59	69	79
	60	43	65	86	108	130	151	173		20	30	44	58	74	89	104	118
	50	52	78	104	130	156	182	208	0,210	50	6	9,1	12	15	17	20	24
	40	64	97	130	162	195	227	260		40	7,5	11	15	18	22	26	30
	30	87	130	173	216	259	303	346		30	10	15	20	25	30	35	40
0,210	70	19	28	37	46	55	65	75		20	15	22	30	37	44	52	59
	60	22	33	44	55	66	77	88	1,000	50	3,6	5,3	7,1	9	11	12	14
	50	26	39	52	65	78	91	104		40	4,4	6,7	8,9	11	13,3	15,5	17,7
	40	33	49	65	81	97	114	130		30	6	9	12	15	17	20	24
	30	44	65	86	108	130	152	173		20	8,9	13,2	17,7	22	27	31	35
1,000	70	11	16	22	28	34	40	45									
	60	13	19	26	33	39	46	52									
	50	16	23	31	39	47	55	62									
	40	20	29	39	49	59	69	76									
	30	26	39	52	65	78	91	104									
3,000	70	8	12	16	20	24	28	32									
	60	9	13,5	18	22,5	27	31,5	36									
	50	11	16	21	27	32	38	43									
	40	17,5	20,5	27	34	41	48	55									
	30	18	27	36	45	54	63	72									

Tabelle 57.

Kühlwasser-Geschwindigkeit	Temperatur-Differenz	Wasserdampf von 40° Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d							Kühlwasser-Geschwindigkeit	Temperatur-Differenz	Alkoholwasserdampf von 80° = 86,3 Gew. % = 90 Volumen % Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d					
v_f	ϑ_m	4	9	16	25	36	49	64	v_f	ϑ_m	1	2	4	6	9	16
		Verhältniss $\frac{l}{d}$									Verhältniss $\frac{l}{d}$					
0,001	30	12	18	24	30	36	42	48	0,001	60	30,7	43	61	74	92	122
	20	18	27	36	45	54	63	72		50	37	52	74	89	111	148
	15	24	36	48	60	72	84	96		40	46	65	92	111	138	184
	10	36	54	72	90	108	126	144		30	61	85	122	146	183	244
0,009	30	9	14	19	23	28	33	37		20	92	124	184	216	276	368
	20	14	21	28	35	42	49	56	0,009	60	24,5	34	49	59	73	98
	15	19	28	37	46	56	65	74		50	29	40	58	69	87	116
	10	28	42	56	70	84	98	112		40	37	52	74	89	111	148
0,020	30	8	12	16	20	24	27	31		30	49	60	98	109	147	196
	20	12	18	24	30	35	41	47		20	74	104	148	178	222	296
	15	16	24	32	40	48	56	64	0,020	60	20,5	29	41	50	61	82
	10	24	35	47	59	71	83	94		50	24,6	34	49	59	74	98
0,210	30	4	6	8	10	12	14	16		40	30,8	43	62	74	92	123
	20	6	9	12	15	18	21	24		30	41	58	82	99	123	164
	15	8	12	16	20	24	28	32		20	61	85	122	146	183	244
	10	12	18	24	30	36	42	48	0,210	60	10,2	15	20	25	31	41
1,000	30	2,3	3,5	4,6	6	7,0	8,3	9,5		50	12,3	17	25	29	37	49
	20	3,5	5,3	7,1	8,9	10,6	12,5	14,0		40	15,3	21	31	36	46	61
	15	4,7	7,1	9,5	11,8	14,2	16,5	19,0		30	20,4	29	41	49	61	81
	10	7,1	10,6	14,2	17,7	19,3	24,8	28,4		20	30,6	43	61	74	92	122
									1,000	60	6,1	8,5	12	15	18	24
										50	7,4	10,4	15	18	22	29
										40	9,2	12,4	18	22	28	37
										30	12,3	17	25	29	37	49
										20	18,4	26	37	44	55	73

hafteste Verhältniss der Länge zum Durchmesser der Kondensationsrohre bestimmen.

Die grosse Zahl der durch die vielen veränderlichen Faktoren möglichen Variationen bedingt auch hier eine beschränkte Auswahl der in eine Tabelle zu bannenden Fälle.

In der Tabelle 57 sind mit Hülfe der Gleichung (200) die Rohrverhältnisse $\frac{l}{d}$ zusammengestellt für zu kondensirende Wasserdämpfe von 134°, 121°, 100°, 60°, 40° und Alkohol-Wasserdampf von 80°

Tabelle 58.

Beispiele für die Abmessungen von Kondensations- und Kühlrohren von 10—100 mm Drm, bei Wasserdampf von 100°—60°—40° und Alkoholwasserdampf von 80° für Geschwindigkeiten von 40—20 und 2 m.

Rohrdurchmesser mm		10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
Wasserdampf v. 100°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_d = 40$ m Wassererwärmg. v. 10°—70°, Wassergeschwindigk. $v_f = 0{,}001$ m Kondensat 15°, $\vartheta_{mc} = 52{,}5°$, $\vartheta_{mk} = 27{,}4°$, $\frac{l}{d} = 234{,}7$ Kupferschlangen														
Das Rohr kondensirt stündlich Dampf kg		**6,80**	**15,2**	**27,4**	**40,3**	**61,5**	**84,0**	**109**	**171**	**246**	**339**	**438**	**554**	**680**
Für Kondensation	Länge	2,35	3,52	4,70	5,87	7,00	8,21	9,38	11,7	14,3	16,4	18,8	21,1	23,5
	qm	0,07	0,165	0,295	0,46	0,56	1,00	1,17	1,84	2,68	3,79	4,70	5,96	7,37
Für Kühlung	Länge	10,5	15,0	21,5	24,0	33,0	36,0	40,0	50,0	60,0	71,0	80,0	90,0	99,0
	qm	0,30	0,69	1,38	1,84	3,14	3,84	4,97	7,80	11,2	15,5	20,0	21,3	30,9
Ganze Rohrlänge	l	**13,0**	**18,5**	**26,7**	**29,8**	**40,0**	**44,2**	**49,5**	**62,0**	**74,5**	**87,4**	**98,8**	**103**	**123**
Wasserdampf v. 100°, Dampfeintrittsgeschwindigk. $v_d = 20$ m Wassererwärmg. v. 10°—70°, Wassergeschwindigk. $v_f = 0{,}001$ m Kondensat 15°, $\vartheta_{mc} = 52{,}5°$, $\vartheta_{mk} = 27{,}4°$, $\frac{l}{d} = 170$ Vertikale Kühlrohre														
Das Rohr kondensirt stündlich Dampf kg		**3,4**	**7,6**	**13,7**	**20,2**	**30,8**	**42,0**	**54,5**	**85,5**	**123**	**169**	**219**	**277**	**340**
Für Kondensation	Länge	1,70	2,35	3,40	4,05	5,10	5,75	6,80	8,50	10,2	11,9	13,6	15,3	17,0
	qm	0,052	0,11	0,22	0,31	0,51	0,61	0,85	1,33	1,91	2,00	3,38	4,28	5,30
Für Kühlung	Länge	4,00	4,80	6,80	8,00	10,0	11,81	13,0	16,3	20,0	23,2	26,4	29,8	32,4
	qm	0,12	0,23	0,42	0,62	0,93	1,26	1,64	2,58	3,7	5,08	6,58	8,32	10,2
Ganze Rohrlänge	l	**5,70**	**7,15**	**10,2**	**19,1**	**15,1**	**17,6**	**19,8**	**25,0**	**30,2**	**35,5**	**40,4**	**45,5**	**47,4**
Wasserdampf v. 60°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_d = 40$ m Wassererwärmg. v. 10°—40°, Wassergeschwindigk. $v_f = 0{,}001$ m Kondensat 15°, $\vartheta_{mc} = 31{,}7°$, $\vartheta_{mk} = 19{,}2°$, $\frac{l}{d} = 95$ Vertikale Rohre														
Das Rohr kondensirt stündlich Dampf kg		**1,48**	**3,30**	**5,70**	**9,20**	**13,2**	**17,2**	**23,6**	**37,2**	**52,2**	**71,6**	**97,4**	**120**	**146**
Für Kondensation	Länge	0,95	1,43	1,90	2,38	2,85	3,33	3,80	4,75	5,70	6,65	7,60	8,55	9,50
	qm	0,03	0,07	0,12	0,18	0,28	0,37	0,45	0,74	1,06	1,46	1,90	2,39	3,00
Für Kühlung	Länge	1,10	1,75	2,20	2,80	3,20	4,00	4,40	5,60	6,60	7,70	8,80	10,0	11,1
	qm	0,034	0,08	0,13	0,22	0,30	0,41	0,55	0,88	1,28	1,68	2,22	2,84	3,46
Ganze Rohrlänge	l	**2,05**	**3,18**	**4,10**	**5,18**	**6,05**	**7,33**	**8,20**	**10,35**	**12,3**	**14,4**	**66,4**	**18,6**	**20,6**

Tabelle 58.

Rohrdurchmesser mm	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
Wasserdampf v. 60°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_d = 20$ m Wassererwärmg. v. 10°—40°, Wassergeschwindigk. $v_f = 0{,}001$ m Kondensat 15°, $\vartheta_{mc} = 31{,}7°$, $\vartheta_{mk} = 19{,}2°$, $\frac{l}{d} = 65$													
Vertikale Rohre													
Das Rohr kondensirt stündlich Dampf kg	**0,74**	**1,66**	**2,86**	**4,62**	**6,60**	**8,64**	**11,8**	**18,6**	**26,6**	**35,8**	**47,2**	**60,0**	**73,2**
Für Kondensation Länge	0,65	0,97	1,30	1,63	1,95	2,27	2,6	3,25	3,90	4,55	5,10	5,85	6,50
Für Kondensation qm	0,02	0,04	0,08	0,12	0,19	0,25	0,33	0,51	0,73	1,00	1,27	1,63	2,00
Für Kühlung Länge	0,55	0,88	1,10	1,40	1,60	2,00	2,20	2,80	3,30	3,90	4,40	5,00	5,50
Für Kühlung qm	0,02	0,04	0,07	0,11	0,16	0,21	0,28	0,44	0,73	0,84	1,11	1,42	1,73
Ganze Rohrlänge l	**1,20**	**1,85**	**2,30**	**3,00**	**3,55**	**4,27**	**4,80**	**6,05**	**7,20**	**8,48**	**9,50**	**10,8**	**12,0**
Wasserdampf v. 40°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_d = 20$ m Wassererwärmg. v. 10°—30°, Wassergeschwindigk. $v_f = 0{,}001$ m Kondensat 15°, $\vartheta_{mc} = 18°$, $\vartheta_{mk} = 13{,}7°$, $\frac{l}{d} = 45$													
Vertikale Rohre													
Das Rohr kondensirt stündlich Dampf kg	**0,28**	**0,65**	**1,15**	**1,80**	**2,50**	**3,50**	**4,60**	**7,20**	**10,0**	**14,0**	**19,4**	**23,4**	**28,6**
Für Kondensation Länge	0,45	0,68	0,90	1,10	1,35	1,58	1,80	2,25	2,70	3,15	3,60	4,05	4,50
Für Kondensation qm	0,014	0,03	0,06	0,087	0,13	0,17	0,25	0,35	0,50	0,80	0,90	1,13	1,4
Für Kühlung Länge	0,16	0,26	0,34	0,42	0,48	0,60	0,70	0,83	1,00	1,20	1,40	1,60	1,70
Für Kühlung qm	0,005	0,012	0,021	0,032	0,045	0,063	0,083	0,13	0,18	0,26	0,34	0,42	0,51
Ganze Rohrlänge l	**0,61**	**0,94**	**1,24**	**1,55**	**1,83**	**2,18**	**2,50**	**3,05**	**3,70**	**4,35**	**5,00**	**5,65**	**6,20**
Alkoholwasserd. v. 80°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_d = 2$ m Wassererwärmg. v. 10°—60°, Wassergeschwindigk. $v_f = 0{,}001$ m Kondensat 12°, $\vartheta_{mc} = 36{,}6°$, $\vartheta_{mk} = 17{,}4°$, $\frac{l}{d} = 75$													
Vertikale Rohre							Schlangen						
Das Rohr kondensirt stündlich Dampf kg	**0,78**	**1,76**	**3,10**	**4,80**	**7,00**	**9,60**	**12,5**	**20,0**	**28,0**	**38,0**	**50,0**	**63,6**	**78**
Für Kondensation Länge	0,75	1,13	1,50	1,88	2,25	2,63	3,00	3,75	4,50	5,25	6,00	6,75	7,50
Für Kondensation qm	0,023	0,052	0,095	0,15	0,22	0,28	0,38	0,58	0,84	1,16	1,50	1,87	2,3
Für Kühlung Länge	0,7	1,06	1,40	1,80	2,0	2,50	4,40	5,10	6,25	7,00	8,10	9,90	10,5
Für Kühlung qm	0,022	0,05	0,084	0,13	0,19	0,25	0,51	0,81	1,17	1,59	2,03	2,75	3,15
Ganze Rohrlänge l	**1,45**	**2,2**	**2,9**	**3,68**	**4,25**	**5,5**	**7,4**	**8,9**	**10,8**	**12,3**	**14,1**	**16,7**	**18**

(= 86,3 Gew.-Proc. = 90,4 Vol.-Proc.), die mit $v_d = 4$ bis 64 m Geschwindigkeiten in die Rohre eintreten, für Wassergeschwindigkeiten von $v_f = 0{,}001—3{,}0$ m und mittlere Temperatur-Differenzen $\vartheta_m = 10°$ bis 70°.

Bei der Benutzung der Tabellen verfährt man folgendermassen:

Nach Feststellung der erwünschten Dampf-Eintritts-Geschwindigkeiten v_d sucht man in Tabelle 55, durch eine leichte Rechnung den für das zu kondensirende Dampfquantum passenden Rohrdurchmesser d. Aus den bekannten oder angenommenen Kühlwasser-Eintritts- und Austritts-Temperaturen ergiebt ferner die Tabelle 52 die Temperatur-Differenz in beiden Perioden: der Kondensation und Kühlung. Die Tabelle 57 lehrt hieraus das richtige Verhältniss der Rohrlänge zum Durchmesser.

Die Grösse der entstehenden Kondensationsflächen H_c kann man dann aus den Rohrmaassen berechnen.

Die für die Kühlung erforderliche Fläche H_k kann man aus dem II. Theil der Tabelle 54 ablesen und für den Gebrauch mit 2 oder 3 multipliciren.

Alle diese Angaben und Tabellen gelten für kupferne und messingene Rohre; für eiserne oder bleierne müssen die schon öfter erwähnten Zuschläge gemacht werden.

Hat man es mit öligen Stoffen zu thun oder mit Wasserdämpfen, die ölige Stoffe mit sich führen, so muss man, weil diese sich an die Wände legen und die Wärmeleitung sehr vermindern, die berechnete Heizfläche bei der Ausführung etwa verdoppeln.

Die Angaben beziehen sich nur auf Rohre von kreisrundem Querschnitt, weil dies die am meisten gebrauchten sind; für andere Rohre müssen andere Maasse gewählt werden.

Beispiel. Es sind 300 kg Dampf von 100° durch Wasser, das sich dadurch von 10° auf 70° erwärmt, zu kondensiren und auf 20° abzukühlen.

Die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit nehmen wir mit ca. 40 m und die Kühlwasser-Aufgangs-Geschwindigkeit $v_f = 0{,}001$ m an.

Nach Tabelle 55 gehen durch ein Rohr von 65 mm l. W. in 1 Stunde bei 42 m Geschwindigkeit 300 kg. Wir wählen das Rohr also 65 mm weit.

Die Tabelle 52 lehrt, dass unter den eben angeführten Umständen die mittlere Temperatur-Differenz beim Kondensiren $\vartheta_{mc} = 52{,}5°$ und beim Kühlen $\vartheta_{mk} = 34{,}3°$ ist.

So folgt aus Tabelle 57 (Interpolation) $\frac{l}{d} = 242$, daher ist die Rohrlänge für Kondensation: $l = 0{,}065 \cdot 242 = 15{,}73$ m, und die Kondensationsfläche $H_c = 3{,}21$.

Die Kühlfläche muss nach Tabelle 54 sein $H_k = 3 \cdot 3 \cdot 1{,}15 = 10{,}50$ qm, d. h. das Rohr von 65 mm Drm muss $l = 50{,}8$ m lang sein. Die ganze Kondensations- und Kühlschlange hat also eine Länge von $15{,}73 + 50{,}8 = 66{,}53$ m und eine Fläche von $H_{ck} = 3{,}21 + 10{,}5 = 13{,}71$ qm.

Da es unmöglich ist alle vorkommenden Fälle zu vereinigen, so sind in der Tabelle 58 nur einige aus ihrer grossen Zahl ausgewählt worden.

Beobachtungen. Nun folgen noch einige nachgerechnete Versuche:

	Wasser			Alkohol von 93 % Gew.		Wasser		
Stündlich kondensirtes Dampfgewicht D in kg	345	295	3750	139,5	120	315	84	88,2
Darin mitgeführte ölige Stoffe kg	—	—	—	—	—	77	326	31
Temperatur d. Dampfes b. Eintritt	100°	100	100°	79°	79°	121°	88°	110°
„ des Kondensates . .	34°	25	100°	5°	79°	26°	22°	22°
Die Kühlfläche besteht aus . .	Messing	Messing	Schmiedeeisen	Kupfer	Kupfer	Gusseisen	Blei	Kupfer
Zahl und Durchmesser der Rohre	2 à 67	2 à 67	160 à 27	21 à 25	55 à 29	1 à 75	1 à 50	1 à 40
Anfangs-Temp. des Kühlwassers	10°	10°	40°	2,5°	8°	6°	10°	13°
End-Temperatur „ „	75°	65°	96°	20°	61°	48	42	38
Geschwindigkeit „ „ v_f	0,001	0,001	0,032	0,0015	0,002	0,001	0,001	0,001
Wirkliche Kühlfläche . . qm	**9,1**	**9,5**	**67**	**6**	**7**	**32 a**	**14,5 a**	**6,3 a**
Berechnung:								
Kalorien z. entzieh. b. Kondensiren	135262	157341	2130000	32177	68964	170100	45696	47628
„ „ „ „ Kühlen . .	22770	21976	—	7562	—	13310 2000	5540 8476	6864 860
Wassertemperatur am Kondensationspunkt	17,1°	16,6°	—	5,6°	—	31,5°	25°	17°
Mittlere Temperatur-Differenz beim Kondensiren . . . ϑ_{mc}	48,6°	55,8°	21,6°	67	42,9	70°	54,8°	75°
Mittlere Temperatur-Differenz beim Kühlen . . . . . ϑ_{mk}	48°	39,8°	—	20,1	—	39,7°	31,5°	33,2
Dampfeintrittsgeschwindigkeit v_d	22,9	19,5	36	2,73	1,7 0,5	32,8	29	32
Transmissions-Koefficient beim Kondensiren . . . . . k_c	718,5	663	1425	240	222	855	807	847
Transmissions-Koefficient beim Kühlen . . . . . k_k	$\frac{200}{2}$	$\frac{200}{2}$	—	$\frac{200}{2}$	—	$\frac{200}{4}$	$\frac{200}{4}$	$\frac{200}{2}$
Kühlfläche zum Kondensiren H_c	5,30	4,26	69	1,96	7,2	3,31	1,00	0,79
„ „ Kühlen . H_k	4,74	5,40	—	3,78	—	12,80	8,88	2,34
Berechnete Kühlfläche . qm	**10,04**	**9,66**	**69**	**5,74**	**7,2**	**16,1**	**9,88**	**3,16**

2. Oberflächen-Gefäss-Kondensatoren mit Luftkühlung.

In einigen obgleich seltenen Fällen soll die Kondensation oder Kühlung vermittelst Luft und nicht mit Wasser ausgeführt werden. Die Luft wird dann an den Kühlflächen durch künstliche Mittel (Ventilatoren) oder durch natürlichen Zug vorbeigeführt. In beiden Fällen ist es zunächst immer erwünscht, die Luftmenge zu kennen, die für die Entziehung einer bestimmten Wärmemenge erforderlich ist, um die Grösse des Ventilators und die Weite der Kanäle zu bestimmen.

Es sei: L das Gewicht der Luft in kg, $\sigma_l = 0{,}2375$ ihre specifische Wärme bei konstantem Druck, der hier wohl immer der der Atmosphäre ist, t_{la} ihre Anfangs- und t_{le} ihre Endtemperatur, C die zu übertragende Wärme in WE, so ist:

$$L = \frac{C}{\sigma_l \cdot (t_{le} - t_{la})} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \textbf{(201)}$$

Um 100 WE von der Luft aufnehmen zu lassen, braucht man hiernach, wenn die Luft erwärmt oder abgekühlt werden soll, um:

20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°	
21,05	14,03	10,52	8,42	7,01	6,01	5,25	4,68	4,21	kg Luft.

Das Volumen der trockenen Luft hängt bei gleichbleibendem Druck (das ist hier der Fall) nur von ihrer Temperatur ab. 1 cbm trockene Luft von 0° wiegt bei 760 mm Barometerstand 1,293 kg, 1 kg Luft nimmt also in diesem Zustand den Raum ein von:

$$\frac{1000}{1{,}293} = 772 \text{ Liter.}$$

Die Volumenvermehrung der Luft geschieht proportional mit der Temperatur-Erhöhung vom absolutem Nullpunkt ab. 1 kg Luft von der Temperatur t_{le} nimmt also den Raum ein von:

$$a_l = \frac{1000 \cdot (273 + t_{le})}{1{,}293 \cdot 273} = 772 \left(1 + \frac{t_{le}}{273}\right) \text{Liter} \quad \textbf{(202)}$$

Beispiel. Bei 50° und 760 mm Barometerstand nimmt 1 kg Luft den Raum ein von:

$$772 \left(1 + \frac{50}{273}\right) = 915 \text{ Litern.}$$

In der beigegebenen Tabelle 59 sind die nach Gleichung (202) berechneten Volumina von 1 kg trockener Luft a_l in Litern bei dem normalen Barometerstand von 760 mm, aber verschiedenen Tempe-

Tabelle 59.

Volumen a_t von 1 Kilo trockener Luft bei normalem Barometerstande von 760 mm und Temperaturen von — 20° bis + 400° C.

Temperatur der Luft °C	1 Kilo Luft hat das Volumen von a_t Liter	Temperatur der Luft °C	1 Kilo Luft hat das Volumen von a_t Liter	Temperatur der Luft °C	1 Kilo Luft hat das Volumen von a_t Liter	Temperatur der Luft °C	1 Kilo Luft hat das Volumen von a_t Liter	Temperatur der Luft °C	1 Kilo Luft hat das Volumen von a_t Liter
— 20	716	60	942	145	1183	235	1438	320	1679
— 15	730	65	956	150	1197	240	1452	325	1693
— 10	745	70	970	155	1211	245	1466	330	1708
— 5	759	75	984	160	1225	250	1480	335	1721
± 0	773	80	999	165	1249	255	1494	340	1736
1	775	85	1013	170	1254	260	1509	345	1750
5	789	90	1027	175	1268	265	1513	350	1764
10	802	95	1038	180	1282	270	1537	355	1778
15	816	100	1056	185	1296	275	1551	360	1793
20	831	105	1070	190	1319	280	1565	365	1807
25	847	110	1084	200	1330	285	1579	370	1821
30	858	115	1098	205	1344	290	1594	375	1835
35	872	120	1112	210	1367	295	1608	380	1839
40	886	125	1126	215	1381	300	1623	385	1853
45	900	130	1140	220	1396	305	1637	390	1876
50	914	135	1154	225	1410	310	1651	395	1890
55	928	140	1169	230	1424	315	1665	400	1905

Bei 740 mm Barometerstand ist das Luftvolumen etwa 3% grösser, bei 780 mm Barometer ist dasselbe 3% kleiner.

---

raturen von — 20° bis 400° verzeichnet. Die atmosphärische Luft enthält nun immer etwas Wasserdampf, und zwar bei 15° etwa ½—1% ihres Gewichtes. Die specifische Wärme des Wasserdampfes ist $\sigma_d = 0{,}475$, also etwa doppelt so gross wie die der Luft, aber die geringe Menge des Dampfes in der Luft bewirkt nur eine so geringe Vermehrung ihres Wärme-Bedürfnisses bei Temperatur-Erhöhungen, dass wir sie für den vorliegenden Fall vernachlässigen können.

Die Wärme-Uebertragung zwischen bewegter Luft und einer metallenen Fläche (Heizfläche) kann nach den Ergebnissen der Untersuchungen von Joule und Ser und nach den Angaben Moliers ausgedrückt werden durch die Gleichung:

$$k_t = 2 + 10\sqrt{v_t} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (203)$$

worin v_t die Geschwindigkeit der Luft in Metern pro Sekunde be-

deutet, so dass die für die Uebertragung einer gewissen Wärmemenge C in der Zeit z_h (in Stunden) bei der Temperatur-Differenz ϑ_m nothwendige Fläche H_ℓ ist:

$$H_\ell = \frac{C}{z_h \cdot \vartheta_m \cdot k_\ell} = \frac{C}{z_h \cdot \vartheta_m (2 + 10\sqrt{v_\ell})} \quad \textbf{(204)}$$

In der Gleichung (203) für den Transmissions-Koefficienten k_ℓ ist die Ruhe oder Bewegung der zu kühlenden Dampf- oder Wassermenge an der Kühlfläche garnicht berücksichtigt. Wir beobachten aber immer, dass die Lebhaftigkeit der Cirkulation des Dampfes oder Wassers an den Kühl- oder Heizflächen sehr wesentlich die Menge der übertragenen Wärme beeinflusst, und wir zweifeln nicht daran, dass dies auch bei der Luftkühlung der Fall sein wird. Daher können wir die Gleichung (203) nicht als vollkommen richtig ansehen. Weil aber zuverlässige Versuche nach dieser Richtung hin nicht bekannt geworden sind, eigene Beobachtungen auch nicht zur Verfügung stehen, so müssen wir vorläufig die oben angeführten Werthe für k_ℓ gelten lassen. Man darf annehmen, dass bei den Versuchen, deren Resultat die Gleichung 203 ist, die Dampf- und Wassergeschwindigkeiten nicht sehr gross waren, sodass bei schneller Bewegung dieser Stoffe die Wärme-Uebertragung eher grösser werden wird, als die Rechnung ergiebt.

Als Temperatur-Differenz zwischen Luft- und Heizfläche ist die mittlere anzunehmen. Wenn die Eintritts- und Austritts-Temperatur des zu kühlenden Wassers oder Dampfes, wie wir voraussetzen, bekannt sind oder angenommen werden können, so ist die mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m mit Hülfe der Tabelle 52 leicht zu finden, indem man sich an Stelle des Kühlwassers die kühlende Luft denkt.

Beispiel. Die Temperatur des zu kondensirenden und zu kühlenden Dampfes sei = 100°, die Temperatur des Kondensates = 20°, Temperatur der Luft beim Eintritt = 15°, beim Austritt 60°, dann ist die mittlere Temperatur-Differenz nach Tabelle 52:

für die Periode der Kondensation $\vartheta_{mc} = 56{,}8°$,
für die Periode der Kühlung $\vartheta_{mk} = 26{,}8°$.

Ist auf diese Weise die Temperatur-Differenz bekannt und wird die Luftgeschwindigkeit zunächst angenommen, so findet man in der nach Gleichung 204 berechneten Tabelle 60 die Kühlfläche, die zur Uebertragung von 1000 Kalorien in 1 Stunde bei Luft-Ge-

schwindigkeiten von 1 bis 36 m und Temperatur-Differenzen von 5° bis 100° erforderlich ist.

Endlich ist der Querschnitt festzustellen, den die Luft durchströmen muss. Dieser aber hängt von der Geschwindigkeit, die man der Luft geben will, ab.

Ist V_l das in 1 Stunde durch den Kondensator zu führende Luftvolumen in Litern, q der Querschnitt der Luftkanäle in qdcm und v_l die Luft-Geschwindigkeit in Metern, so ist:

$$V_l = q \cdot v_l \cdot 3600 \cdot 10 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (205)$$

$$q = \frac{V_l}{v_l \cdot 36000} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(206)}$$

Um den Gang der Heizflächen- und Querschnitts-Bestimmungen zu verdeutlichen, soll hier ein Beispiel ausgerechnet werden.

Beispiel. Es sind 100 kg Dampf von 100° in einer Stunde zu kondensiren und das Kondensat auf 20° zu kühlen. Die kühlende Luft soll sich dabei von 15° auf 80° erwärmen.

Um 100 kg Wasserdampf von 100° in Wasser von 100° zu verwandeln, muss man ihr 100 (637 — 100) = 53700 WE entziehen.

Um die gewonnenen 100 kg Kondensat von 100° auf 20° zu kühlen, muss man ihm (100 — 20) 100 = 8000 WE entziehen, zusammen also C = 53700 + 8000 = 61700 WE.

Das zur Aufnahme dieser Kalorien nothwendige Luftgewicht ist nach Gleichung (201):

$$L = \frac{C}{\sigma_l (t_{le} - t_{la})} = \frac{61700}{0{,}2375\ (80 - 15)} = 4000 \text{ Kilo Luft}$$

4000 kg Luft von 15° haben nach Tabelle 59 ein Volumen von 3264000 Litern.

4000 kg Luft von 80° haben nach Tabelle 59 ein Volumen von 4000000 Litern.

Die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Luft ist nach Tabelle 52: $\vartheta_{mc} = 41{,}8°$.

Die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Kondensat und Luft ist nach Tabelle 52: $\vartheta_{mk} = 25{,}8°$.

Nehmen wir eine Luftgeschwindigkeit von 20 m an, so sind nach Gleichung (204) zur Kondensation:

$$H_l = \frac{c}{1 \cdot \vartheta_m \cdot k_l} = \frac{53700}{41{,}8\ (2 + 10\sqrt{20})} = 28{,}7 \text{ qm}$$

Kühlfläche erforderlich
(oder nach Tabelle 60 bei rund 40° Temperatur-Differenz:
53,7 · 0,545 ≅ 29 qm).

Tabelle 60.

Kühlfläche H_l in qm, um in 1 Stunde 1000 Kalorien durch Luftkühlung zu übertragen bei Luftgeschwindigkeiten von $v_l = 1$—36 m und mittleren Temperatur-Differenzen von $\vartheta_m = 5$—100°.

Mittlere Temperatur-Differenz zwischen Luft u. Kühlfläche ϑ_m	Luftgeschwindigkeit v_l in m pro Sek.								
	1	2	3	4	9	16	20	25	36
	Quadratmeter-Kühlfläche, um stündlich 1000 Kal. zu übertragen								
5	16,66	12,42	10,46	9,10	6,24	4,76	4,36	3,84	3,220
10	8,33	6,21	5,23	4,55	3,12	2,38	2,18	1,92	1,610
15	5,55	4,14	3,487	3,033	2,080	1,586	1,453	1,280	1,073
20	4,17	3,105	2,615	2,258	1,560	1,190	1,090	0,960	0,805
25	3,33	2,484	2,092	1,820	1,248	0,952	0,872	0,768	0,644
30	2,78	2,07	1,743	1,517	1,040	0,793	0,727	0,640	0,535
40	2,09	1,503	1,308	1,129	0,780	0,595	0,545	0,480	0,403
50	1,67	1,242	1,046	0,910	0,624	0,476	0,436	0,384	0,322
60	1,39	1,035	0,872	0,759	0,520	0,397	0,364	0,320	0,269
70	0,19	0,888	0,748	0,65	0,446	0,340	0,311	0,275	0,229
80	1,05	0,752	0,654	0,565	0,390	0,298	0,273	0,240	0,202
90	0,92	0,690	0,581	0,506	0,347	0,272	0,242	0,214	0,180
100	0,83	0,621	0,523	0,455	0,312	0,238	0,218	0,192	0,161

Zur Kühlung sind nöthig: $\frac{8000}{25{,}8\,(2 + 10\sqrt{20})} = 6{,}64$ qm (oder nach Tabelle 60 bei rund 25° Temperatur-Differenz: $\frac{0{,}872 \cdot 8000}{1000} = 6{,}98$ qm) zusammen = rund 36 qm Kühlfläche.

Der Querschnitt, durch den die Luft mit 20 m Geschwindigkeit strömen soll, ist nach Gleichung 206 in Quadratdecimetern:

$$q = \frac{V_l}{v_l \cdot 3600} = \frac{3264000}{20 \cdot 36000} = 4{,}53 \text{ qdcm}$$

Eine Rohr-Heizfläche von 36 qm, die 4,53 qdcm Querschnitt haben soll, besteht, wenn die Rohre 4000 mm lang sind, aus 147 Rohren von 20 mm lichter Weite.

3. Die Riesel-Kondensatoren.

In den Riesel-Kondensatoren soll Wasserdampf von atmosphärischer oder geringerer Spannung oder andere Gase und Dämpfe verflüssigt, selten das Kondensat auch noch gekühlt werden. Der zu kondensirende Dampf strömt bei dieser Konstruktion gleichzeitig

durch eine Anzahl paralleler gerader oder gebogener, horizontaler lothrecht übereinanander angeordneter Rohre, auf deren oberstes das gut vertheilte Kühlwasser fliesst, oder durch vertikal gestellte Rohre. Das Wasser rieselt an den Aussenwänden der Rohre herab und kommt unten warm an. Die Rohre haben meistens einander gleiche Abmessungen, aber da im ersten Fall das Kühlwasser die oberen Rohre kälter, die unteren Rohre wärmer umspült, so ist die Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Wasser oben grösser als unten, die oberen Rohre kondensiren daher mehr Dampf, ja sie kühlen das Kondensat noch ab. Die oberen Rohre leisten daher mehr als die unteren.

Die dem Dampf durch Kondensation zu entziehende Wärmemenge C ist in jedem Falle bekannt.

$$C = D\,(c - t_d) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (207)$$

Die erforderliche Kondensator-Oberfläche H_c ergiebt sich aus der bekannten Gleichung:

$$H_c = \frac{C}{k_c \cdot \vartheta_m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (208)$$

Als Temperatur-Differenz ϑ_m muss hier wohl für den ganzen Apparat die mittlere angesehen werden, die in bekannter Weise mit Hilfe der Tabelle 1 gefunden wird.

Der Transmissions-Koefficient darf für Kupfer- und Messingrohre angenommen werden:

$$k_c = 750\ \sqrt[2]{v_d}\ \sqrt[3]{0{,}007 + v_f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(209)}$$

Für eiserne Rohre höchstens 0,75 mal so gross:

Da bei Rieselkondensatoren oft eine sehr starke Inkrustation der Rohre aussen und bisweilen auch eine Belegung der Rohre innen durch schleimige oder feste Absatzprodukte entsteht, so sinkt ihre Kühlwirkung häufig auf 0,5, ja auf 0,333 der ursprünglichen herab. Dies findet namentlich bei eisernen Rohren statt und muss wohl bei der Festsetzung der Abmessungen berücksichtigt werden.

Die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d lässt sich in jedem Falle bestimmen aus dem Gewicht und Volumen des Dampfes und dem Querschnitt der Rohre.

Die Geschwindigkeit des herabrieselnden Kühlwassers v_f hängt ebenso wie bei den Rieselkühlern von der Menge ab, die stündlich über 1 m Länge des Apparates fliesst und nimmt mit ihr zu.

Tabelle 61.

Erforderliche Riesel-Kühlfläche H_c aus Kupfer oder Messing, Kühlwasserbedarf W und mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m um stündlich 100 kg Dampf von 100°—60°—50°—40° durch Kühlwasser von 15°—50° zu kondensiren.

Anfangstemperatur des Kühlwassers t_a	Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d	Mittlere Temp.-Diff. ϑ_m Kühlwasser W Kühlfläche H_c	Dampftemperatur t_d 100°			60°			50°			40°		
			Endtemperatur des Kühlwassers t_e 80°	90°	98°	40°	50°	58°	30°	40°	48°	20°	30°	38°
15°		ϑ_m	45	35	21,2	31	23,4	13,5	27	20	11,2	22,5	16,5	9,2
		W	830	733	651	2320	1660	1350	3933	2360	1788	12500	4000	2610
	25	H_c	**0,53**	**0,70**	**1,13**	**0,83**	**1,11**	**1,93**	**1,00**	**1,31**	**2,34**	**1,18**	**1,62**	**2,96**
		$\frac{1}{d}$	73	94	155	24	32	56	18	24	43	14	19	33
	50	H_c	**0,38**	**0,50**	**0,80**	**0,58**	**0,79**	**1,37**	**0,71**	**0,93**	**1,66**	**0,83**	**1,15**	**2,10**
		$\frac{1}{d}$	102	131	217	33	44	78	25	33	60	20	27	46
20°		ϑ_m	43,2	33,6	20,8	28,8	21,6	12,7	25	18,3	10,3	—	14,4	7,8
		W	890	786	692	2900	1933	1525	5900	2950	2110	—	6000	3333
	25	H_c	**0,55**	**0,72**	**1,15**	**0,90**	**1,18**	**2,03**	**1,05**	**1,40**	**2,55**	—	**1,85**	**3,42**
		$\frac{1}{d}$	76	97	158	26	36	60	19	27	48	—	21	40
	50	H_c	**0,39**	**0,51**	**0,82**	**0,64**	**0,84**	**1,44**	**0,74**	**1,00**	**1,80**	—	**1,31**	**2,42**
		$\frac{1}{d}$	106	135	221	36	50	84	27	37	67	—	29	56
25°		ϑ_m	42	33	19,8	26,6	20	11,4	22,5	16,5	9,2	—	12,3	6,90
		W	982	846	740	3870	2320	1760	11800	3930	2580	—	12500	4616
	25	H_c	**0,57**	**0,73**	**1,23**	**1,00**	**1,28**	**2,26**	**1,15**	**1,60**	**2,85**	—	**2,16**	**3,86**
		$\frac{1}{d}$	78	99	165	29	39	66	22	31	54	—	25	44
	50	H_c	**0,41**	**0,56**	**0,88**	**0,71**	**0,91**	**1,60**	**0,82**	**1,10**	**2,02**	—	**1,53**	**2,73**
		$\frac{1}{d}$	109	139	231	40	51	92	30	43	75	—	35	61
30°		ϑ_m	40	31	18,9	24,6	18,3	10,4	—	14,4	7,8	—	—	5
		W	1080	917	800	5800	2900	2075	—	5900	3280	—	—	7500
	25	H_c	**0,60**	**0,79**	**1,27**	**1,05**	**1,41**	**2,47**	—	**1,82**	**3,36**	—	—	**5,33**
		$\frac{1}{d}$	82	105	175	31	41	75	—	33	65	—	—	60
	50	H_c	**0,43**	**0,56**	**0,89**	**0,75**	**1,00**	**1,74**	—	**1,29**	**2,38**	—	—	**3,77**
		$\frac{1}{d}$	114	149	245	43	57	105	—	46	91	—	—	84
35°		ϑ_m	38	29,2	18	22,5	16,5	9,2	—	12,3	6,4	—	—	2,3
		W	1200	1000	860	11600	3870	2522	—	11800	4540	—	—	20000

Tabelle 61.

Anfangstemperatur des Kühlwassers t_a	Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d	Mittlere Temp.-Diff. ϑ_m Kühlwasser W Kühlfläche H_c	Dampftemperatur t_d 100°			60°			50°			40°		
			Endtemperatur des Kühlwassers t_e											
			80°	90°	98°	40°	50°	58	30°	40°	48°	20°	30°	38°
35°	25	H_c	0,63	0,82	1,33	1,10	1,58	2,81	—	2,13	4,10	—	—	8,00
		$\frac{l}{d}$	87	112	180	35	46	84	—	40	75	—	—	91
	50	H_c	0,45	0,58	0,80	0,78	1,12	2,00	—	1,51	2,90	—	—	5,7
		$\frac{l}{d}$	121	156	252	49	64	117	—	56	105	—	—	127
40°		ϑ_m	36	27,9	17,4	—	14,5	8	—	—	5	—	—	—
		W	1350	1080	930	—	5640	3130	—	—	9500	—	—	—
	25	H_c	0,67	0,87	1,40	—	1,80	3,10	—	—	5,25	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	90	118	190	—	52	94	—	—	97	—	—	—
	50	H_c	0,51	0,66	1,60	—	1,37	2,70	—	—	4,01	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	126	165	266	—	88	131	—	—	135	—	—	—
45°		ϑ_m	34,6	26,4	16	—	12	6,6	—	—	3,3	—	—	—
		W	1540	1200	1020	—	11280	4340	—	—	57000	—	—	—
	25	H_c	0,71	0,91	1,50	—	2,16	3,95	—	—	8,00	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	95	124	200	—	63	114	—	—	147	—	—	—
	50	H_c	0,54	0,71	1,16	—	1,65	3,00	—	—	6,10	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	142	173	280	—	88	159	—	–	195	—	—	—
50°		ϑ_m	32,5	25	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		W	1800	1350	1125	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	25	H_c	0,74	0,95	1,60	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	100	135	220	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	50	H_c	0,57	0,73	1,23	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	140	183	308	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Kühlflächen aus Eisen müssen wenigstens 1,33 mal so gross sein.

Bei einigermassen sparsamem Wasserverbrauch kann die Geschwindigkeit v_f der über die Oberfläche horizontaler Rohre rieselnden Wasserschicht mit nicht viel mehr als 0,200 angenommen werden, so dass $\sqrt[3]{0{,}007 + v_f} = 0{,}6$ wird.

An vertikalen Rohren kann v_f etwa 0,400 sein, so dass hier $\sqrt[3]{0{,}007 + v_f} = 0{,}74$ wird.

Das Verhältniss zwischen der Länge und dem Durchmesser der Rohre $\frac{l}{d}$ ergiebt sich wie in ähnlichen früheren Fällen daraus, dass die durch die Kühlfläche stündlich transmittirte Wärmemenge gleich sein muss der latenten Wärme des in 1 Stunde in das Rohr strömenden kondensirten Dampfgewichtes

$$d \cdot \pi \cdot l \cdot k_c \cdot \vartheta_m = \frac{d^2 \pi}{4} v_d \cdot 3600 \cdot \gamma \cdot (c - t_d)$$

$$\frac{l}{d} = \frac{v_d \cdot 3600 \cdot \gamma \cdot (c - t_d)}{4 \cdot k_c \cdot \vartheta_m}$$

In die Gleichung den Werth für k_c eingesetzt (Gleichung (209),

$$\frac{l}{d} = \frac{\sqrt{v_d}\ 1{,}2 \cdot \gamma \cdot (c - t_d)}{\vartheta_m \sqrt[3]{0{,}007 + v_f}}$$

und da wir für horizontale Rohre $\sqrt[3]{0{,}007 + v_f} = 0{,}6$ gesetzt haben:

$$\frac{l}{d} = \frac{2 \cdot \sqrt{v_d} \cdot \gamma \cdot (c - t_d)}{\vartheta_m} \quad \ldots \quad \textbf{(209a)}$$

Beobachtung: 8000 kg Dampf von 640—650 mm Luftleere (53,5°) wurden stündlich durch 500 vertikale eiserne Rohre von 40 mm l. W. 4000 mm Länge kondensirt. Die durchschnittliche Kühlwasser-Temperatur war = 45°—47°. Die Kühlfläche 250 qm.

Die stündlich zu übertragenden Kalorien waren

$$C = 8000 \cdot (623 - 53{,}5) = 4556000 \text{ WE}$$

Das sekundlich in die Rohre eintretende Dampf-Volumen war:

$$V_d = \frac{8000 \cdot 9510}{3600} = 21140 \text{ Liter}$$

Der freie Querschnitt der 500 Rohre betrug:

$$q = 0{,}125 \cdot 500 = 62{,}5 \text{ qdm},$$

daher die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit

$$v_d = \frac{21140}{62{,}5 \cdot 10} = 33{,}9 \text{ m}$$

Die Geschwindigkeit des herabrieselnden Wassers war (vertikale Rohre) etwa 0,400 m, folglich der Transmissions-Koefficient für Kupfer:

$$k_c = 750 \cdot \sqrt{33{,}9} \cdot \sqrt[3]{0{,}007 + 0{,}400} = 3232$$

Da hier aber eiserne Rohre angewendet waren, so ist:

$$k_c = {}^3/_4 \cdot 3232 = 2424$$

Die Temperatur-Differenz war: $\vartheta_m = 53{,}5 - 46 = 7{,}5°$.

Folglich die berechnete Kühlfläche:

$$H_c = \frac{4556000}{2424 \cdot 7{,}5} = 250 \text{ qm}$$

was mit der wirklichen Kühlfläche von 250 qm genau genug stimmt.

Die beigefügte Tabelle 61 giebt für eine Anzahl von Fällen die erforderliche Heizfläche (in Kupferrohren) für die stündliche Kondensation von 100 kg Dampf verschiedener Spannung, der mit 25 oder 50 m Geschwindigkeit die Rohre betritt und für Kühlwasser von 15° bis 50°.

Gewöhnlich verlässt das Kondensat die Kondensatoren nicht viel kälter als mit der Temperatur des Dampfes; ist aber eine erhebliche Kühlung des Kondensates beabsichtigt, so muss die Kühlfläche entsprechend vergrössert werden.

Der angegebene Kühlwasserverbrauch W ist der theoretische. Er wird in Wirklichkeit der Verdunstung wegen 3—5% geringer sein.

XXI. Die Erwärmung der Flüssigkeiten durch Dampf.

A. Dampfheizschlangen oder Rohrsysteme in der zu erwärmenden Flüssigkeit.

I. Konstante Flüssigkeitsmenge.

Ueber die Erwärmung der Flüssigkeiten durch Dampf sind schon an anderer Stelle dieser Blätter einige Notizen gebracht worden (Abschnitt VIII). Der zur Erwärmung von Flüssigkeiten verwendete Dampf (wenn er nicht überhitzt ist, ein Fall, den wir seiner grossen Seltenheit wegen hier nicht berühren), muss sich verflüssigen und bisweilen sein Kondensat abkühlen. Das Gewicht des für die Erwärmung einer bestimmten Flüssigkeitsmenge um bestimmte Grade erforderlichen Wasserdampfes kann in jedem Falle angegeben werden. Daher, und weil es nach dem bisherigen Gang unserer Betrachtungen bequem ist, gehen wir zur Festsetzung der erforderlichen Heizfläche davon aus, dass zunächst das zur Erwärmung nöthige Dampfgewicht bestimmt und dann daraus die für die Kondensation erforderliche Fläche berechnet wird.

Das Dampfgewicht D, um F. kg einer Flüssigkeit mit der specifischen Wärme σ_f von t_{fk} auf t_{fw} zu erwärmen, ist:

$$D = \frac{F \cdot \sigma_f \, (t_{fw} - t_{fk})}{640 - \left(\frac{t_{fw} + t_{fk}}{2}\right)} \quad \ldots\ldots \quad (210)$$

Beispiel. Um F = 1000 kg Wasser von 30° auf 90° zu erwärmen, sind 1000 (90 — 30) = 6000 WE erforderlich.

Wird angenommen, dass das Kondenswasser mit der mittleren Flüssigkeits-Temperatur $\frac{t_{fw} + t_{fk}}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60°$ abgeht, so giebt 1 kg Dampf 640 — 60 = 580 WE ab und es sind $D = \frac{6000}{580} = 13{,}46$ kg Dampf nöthig.

Die Temperatur-Differenz zwischen dem Dampf und der zu erwärmenden Flüssigkeit nimmt dabei mit deren fortschreitender Erwärmung ab, und es ist aus den früheren Erörterungen klar, dass die mittlere Temperatur-Differenz aus der grössesten am Anfang ϑ_a und der kleinsten am Ende ϑ_e nach dem im Abschnitt I, Tabelle 1 Gesagten bestimmt werden kann.

Beispiel. Hat der Heizdampf 100°, so ist bei den Daten des Beispiels $\vartheta_a = 100° - 30° = 70°$; $\vartheta_e = 100° - 90° = 10°$, folglich:

$$\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{10}{70} = 0{,}143$$

Die mittlere Temperatur-Differenz ist dann nach Tabelle 1:

$$\vartheta_m = 0{,}443\ \vartheta_a = 0{,}442 \cdot 70 = 30{,}94°.$$

Die hier beigefügte Tabelle 62a giebt für eine Anzahl von Fällen die zur Erwärmung von 100 kg Wasser erforderlichen Wärmeeinheiten, den Dampfverbrauch und die mittlere Temperatur-Differenz an.

Soll das Erwärmungs-Gefäss mit Schlangen oder Rohrsystemen versehen werden, durch welche der Heizdampf strömt, so kann man dessen Eintritts-Geschwindigkeit v_d meistens wählen, (30—40 m für Schlangen, 10—20 m für kurze vertikale Rohre werden passend sein). Aus dieser und dem stündlichen Dampfverbrauch D hilft die Tabelle 55 den geeigneten Durchmesser des oder der Heizrohre bestimmen.

Der Rohrdurchmesser, die bekannte Temperatur-Differenz und die bekannte Eintritts-Geschwindigkeit geben dann mit Hülfe der Gleichung (200) und der Tabelle 57 die erforderliche Rohrlänge und daraus die Kühlfläche H_ε, wenn die Geschwindigkeit der um das Rohr sich bewegenden Flüssigkeit bekannt ist. Ist diese Geschwindigkeit nicht bekannt, so ist zu empfehlen, in die Gleichung $H_\varepsilon = \frac{C}{k_\varepsilon \vartheta_m}$ den kleineren Werth von k_ε aus Gleichung (211) zu setzen.

Tabelle 62a.

Erforderliche Kalorien: WE. Erforderliches Dampfgewicht: D. Mittlere Temperatur-Differenz: ϑ_m zwischen Dampf und Wasser, um 100 kg Wasser von der Temperatur t_{fa} auf die höhere t_{fe} zu erwärmen.

Anfangstemperatur des Wassers t_{fa}	Heizdampf: Spannung Atm abs.	Heizdampf: Temperatur t_d	Wärme-Einheit WE / Dampfgewicht D / Mittlere Temp.-Diff. ϑ_m	Endtemperatur des erwärmten Wassers t_{fe} (für $\sigma_f = 1$): 30	40	50	60	70	80	90	100	
10			WE =	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	WE
			D =	3,3	5,0	7,0	9,0	10,5	12,5	14,5	16,7	kg
	1	100°	ϑ_m =	81	75	67	62	54	46	36	—	°C
	1,5	111°	„	90	85	79	72	65	60	50	40	„
	2	121°	„	100	95	89	83	77	68	62	52	„
	3	134°	„	125	110	104	97	90	86	79	73	„
20			WE =	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	WE
			D =	1,7	3,3	3,5	7,2	8,7	11,0	12,7	14,8	kg
	1	100°	ϑ_m =	73	69	60	57	52	43	33	—	°C
	1,5	111°	„	85	81	75	69	61	54	46	37	„
	2	121°	„	95	90	85	79	73	66	59	50	„
	3	134°	„	108	102	97	92	86	79	75	66	„
30			WE =	—	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	WE
			D =	—	1,7	3,5	5,5	7,0	9,1	10,9	13,0	kg
	1	100°	ϑ_m =	—	64	59	55	46	40	30	—	°C
	1,5	111°	„	—	75	72	65	58	51	43	35	„
	2	121°	„	—	85	81	74	67	61	55	46	„
	3	134°	„	—	95	90	85	80	73	67	61	„
40			WE =	—	—	1000	2000	3000	4000	5000	6000	WE
			D =	—	—	1,75	3,7	5,3	7,2	9,1	11,1	kg
	1	100°	ϑ_m =	—	—	54	50	43	35	28	—	°C
	1,5	111°	„	—	—	64	58	54	45	41	32	„
	2	121°	„	—	—	76	70	64	57	52	43	„
	3	134°	„	—	—	91	84	79	70	66	58	„
50			WE =	—	—	—	1000	2000	3000	4000	5000	WE
			D =	—	—	—	1,8	3,5	7,2	7,2	9,2	kg
	1	100°	ϑ_m =	—	—	—	45	39	32	25	—	°C
	1,5	111°	„	—	—	—	54	50	43	36	29	„
	2	121°	„	—	—	—	66	59	54	47	40	„
	3	134°	„	—	—	—	79	74	68	62	57	„
60			WE =	—	—	—	—	1000	2000	3000	4000	WE
			D =	—	—	—	—	1,7	3,7	5,5	7,3	kg
	1	100°	ϑ_m =	—	—	—	—	35	29	22	—	°C
	1,5	111°	„	—	—	—	—	45	39	32	25	„
	2	121°	„	—	—	—	—	54	50	43	36	„
	3	134°	„	—	—	—	—	70	62	57	51	„

Wird die Flüssigkeit nicht künstlich über die Heizflächen getrieben, so nimmt die Schnelligkeit ihrer Bewegung um diese Fläche zu mit ihrer Temperatur-Zunahme. Das wirkliche Maass ihrer Geschwindigkeit ist dabei abhängig von der Gestalt und den Abmessungen des umhüllenden Gefässes und der Vertheilung der Heizfläche (die natürlich stets unten angeordnet wird).

Die durchschnittliche Flüssigkeits-Geschwindigkeit um die Heizfläche mag bei der Erwärmung ohne Rührwerk in den verschiedenen Fällen etwa zwischen $v_f = 0{,}02$ und 0,300 m schwanken, wobei die kleineren Zahlen für grössere Gefässe und niedrigere Flüssigkeits-Temperaturen unter 60°, die grösseren für kleinere Gefässe und höhere Flüssigkeits-Temperaturen (60—100°) gelten.

Der Transmissions-Koefficient darf hier angenommen werden, für Dampf-Heizschlangen, die zur Erwärmung ohne Rührwerk dienen:

$$k_\varepsilon = 225 \sqrt{v_d} \text{ bis } 450 \sqrt{v_d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (211)$$

Der Querschnitt des Dampfeingangs werde mit Hülfe der Tabelle 14 gewählt.

Wenn die Bewegung der Flüssigkeit durch ein Rührwerk künstlich befördert werden soll, so kann ihre Geschwindigkeit einigermassen bestimmt werden. Sie betrage 1—3 m. Grössere Geschwindigkeit hat keinen Vortheil, denn die Wärmeübertragung nimmt dadurch nicht in sehr grossem Maasse zu, während die erforderliche Bewegungsarbeit erheblich wächst. Das Rührwerk soll natürlich so konstruirt sein, dass es möglichst immer neue Flüssigkeitstheile an die Heizfläche führt.

Der Transmissions-Koefficient für Erwärmung dünner Flüssigkeiten durch Dampf in Kupfer-Rohren mit Rührwerk ist:

$$k_\varepsilon = 750 \sqrt{v_d} \sqrt[3]{0{,}007 + v_f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (212)$$

Die durch ein Rührwerk erzielte wirkliche Flüssigkeits-Geschwindigkeit ist übrigens nicht immer leicht weder vor noch nach der Ausführung zu bestimmen.

Nothwendiger noch, als bei dünnen und leicht beweglichen Stoffen ist die Anwendung der Rührwerke bei Erwärmung und bei Kühlung dicker, zäher Massen, die selbst durch sehr ungleiche Erwärmung nicht zu rascher Cirkulation veranlasst werden und

ferner solcher Flüssigkeiten, die Schaden leiden, wenn ihre Theile zu nahe bis an die Temperatur der Heizflächen erwärmt werden.

Beispiel. 5000 Liter Wasser sind in 1 Stunde von 20° auf 80° durch Dampf von 100° vermittelst eines Heizrohres zu erwärmen.

Nach der Tabelle 62a braucht man zu dieser Leistung $50 \cdot 6000 = 300000$ WE und $11 \cdot 50 = 550$ kg Dampf. Die Temperatur-Differenz ist 43°.

Die Dampf-Eintrittsgeschwindigkeit wählen wir = 40 m. Den Heizrohrdurchmesser setzen wir gleich 90 mm, denn nach Tabelle 55 gehen durch ein Rohr von 90 l. W. in 1 Stunde $13{,}9 \cdot 40 = 556$ kg Dampf.

Ist kein Rührwerk in dem Gefäss angebracht, so nehmen wir als wahrscheinliche Geschwindigkeit des Wassers um das Heizrohr 0,020 m an und finden dann aus Tabelle 57 die erforderliche Rohrlänge:

$$l = 194 \cdot 0{,}090 = 17{,}46 \text{ m}$$

und die Heizfläche:

$$H_e = d \cdot \pi \cdot l = 4{,}92 \text{ qm}.$$

Das Dampf-Eintrittsventil sei 65, besser 80 mm weit.

Ist ein Rührwerk, in dem Erwärmungs-Gefäss angebracht, welches die Flüssigkeit mit einer Geschwindigkeit von 1 m an der Heizfläche vorbeitreibt, so ist unter übrigens gleichen Umständen nach Tabelle 57 das Verhältniss $\frac{l}{d} = 66$ und folglich $l = 66 \cdot 0{,}090 = 5{,}94$ m und hieraus die Heizfläche H = 1,69 qm. Ein Rührwerk vermindert, wie man bemerkt, die erforderliche Heizfläche erheblich.

2. Kontinuirlicher Ein- und Ablauf der zu erwärmenden Flüssigkeit.

Findet ein ununterbrochener Zufluss und Abfluss der zu erwärmenden Flüssigkeit statt, so ist ihre Geschwindigkeit v_f an der Heizfläche vorbei bekannt.

Auch die Dampf-Eintrittsgeschwindigkeit v_d in die Heizkörper ist bestimmt oder kann gewählt werden. Wird nicht aller in die Heizkörper geführte Dampf darin kondensirt, sondern strömt ein Theil desselben ab, so ist in die Gleichung für k_ε die Summe seiner Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeit einzusetzen. Es ist:

$$k_\varepsilon = 750 \sqrt{v_d} \sqrt[3]{0{,}007 + v_f}$$

Aus den konstanten Temperatur-Differenzen beim Eintritt und beim Austritt der Flüssigkeit ergiebt sich nach Tabelle 1 die mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m.

Die zu übertragende Wärmemenge ist:

$$C = F \cdot \sigma_f \, (t_{fw} - t_{fk}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (212a)$$

und die Heizfläche:

$$H_\varepsilon = \frac{C}{k_\varepsilon \cdot \vartheta_m}.$$

Der Verbrauch an Heizdampf nach Gleichung (210):

$$D = \frac{F \cdot \sigma_f \cdot (t_{fw} - t_{fk})}{640 - \left(\frac{t_{fw} + t_{fk}}{2}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (212b)$$

Beispiel. Es sollen stündlich 20000 Liter Wasser von 10° auf 60°, das mit $v_f = 0{,}20$ m Geschwindigkeit an der Heizfläche vorbeifliesst, durch Heizdampf von 3 Atm abs erwärmt werden.

Es sind stündlich $C = 20000 \, (60 - 10) = 1000000$ WE zu übertragen und dazu $D = \frac{20000 \, (60 - 10)}{640 - \left(\frac{60 + 10}{2}\right)} = 1627$ kg Dampf erforderlich.

Der Dampf hat die Temperatur $t_d = 134°$ (statt dessen gesetzt 130°).

Die Temperatur-Differenz am Anfang ist $\vartheta_a = 130° - 10° = 120°$

„ „ „ Ende „ $\vartheta_e = 130° - 60° = 70°$

also die mittlere Temperatur-Differenz nach Tabelle 1, da $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{70}{120}$ $= 0{,}583$ ist: $\vartheta_m = 0{,}77 \cdot 120 = 92{,}4°$.

Der Heizdampf werde ganz kondensirt und seine Eintrittsgeschwindigkeit sei $v_d = 20$ m, so ist:

$$k_\varepsilon = 750 \cdot \sqrt{20} \, \sqrt[3]{0{,}007 + 0{,}200} = 1984,$$

folglich die Heizfläche:

$$H_\varepsilon = \frac{1000000}{92{,}4 \cdot 1984} = 5{,}45 \text{ qm}.$$

Um stündlich 1627 Kilo Dampf mit 20 m Geschwindigkeit eintreten zu lassen, sind nach Tabelle 55 erforderlich 7 Rohre von 50 mm und um daraus 5,45 qm zu bilden, muss jedes Rohr $l = 5$ m Länge haben.

B. Dampf-Doppelboden-Gefässe.

Soll die Erwärmung einer Flüssigkeit nicht durch Dampf-Heizschlangen, sondern in einem Gefäss mit Doppelboden

erfolgen, so ist weder die Geschwindigkeit der Flüssigkeit, noch die des Dampf-Eintritts genau bekannt und man muss sich, wenn kein Rührwerk vorhanden ist, auf die Gleichung (52):

$$H_e = \frac{C}{1400 \text{ bis } 1800\ \vartheta_m} \quad \ldots \quad (213)$$

verlassen, welche die Heizfläche ergiebt.

Ist das Doppelboden-Gefäss mit einem zweckmässigen Rührwerk versehen, so gilt für die Bestimmung der Heizfläche die Gleichung:

$$H_e = \frac{C}{3500\ \vartheta_m} \quad \ldots \quad (213a)$$

Beispiel. 2000 Liter Wasser von 10° auf 100° mit Doppelboden durch Dampf von 1 Atm Spannung (121°) in 1 Stunde zu erwärmen.

Nach Tabelle 62a sind dazu 20 · 9000 = 180000 WE erforderlich und die Temperatur-Differenz beträgt 52°. Die nöthige Heizfläche ohne Rührwerke ist also:

$$H_e = \frac{180000}{1400 \cdot 52} \text{ bis } \frac{180000}{1800 \cdot 52} = 2{,}48 \text{ bis } 1{,}93 \text{ qm } (\sim 2{,}25).$$

Hat das Gefäss 1600 mm Durchmesser, so ist die Fläche des Doppelbodens etwa 3,0 qm, folglich werden die 2000 Liter im Mittel in: $\frac{60 \cdot 2{,}25}{3} = 45$ Minuten erwärmt.

Ist der Doppelkessel mit einem gut wirkenden Rührwerke versehen, so ist die erforderliche Heizfläche:

$$H_e = \frac{C}{3500} = \frac{180000}{3500 \cdot 52} \cong 1 \text{ qm}$$

und der gleiche Kessel erwärmt die 2000 Liter Wasser in ca. 20 Minuten.

Dicke, zähe, breiige Massen erwärmen sich erheblich langsamer.

C. Die zu erwärmende Flüssigkeit strömt durch Rohre, um welche ruhender Heizdampf steht.

Vollkommen ruhenden Dampf giebt es wohl kaum, aber wir verstehen im Folgenden unter ruhendem Dampf einen solchen, der sich mit einer kleineren Geschwindigkeit als 0,5 m pro Sekunde in einer bestimmten Richtung bewegt.

Wird die zu erwärmende Flüssigkeit mit der Geschwindigkeit v_f durch Rohre geführt, während der ruhende Dampf sie mit

minimaler Geschwindigkeit umspült, so darf der Wärme-Transmissions-Koefficient für kupferne Rohre und dünne Flüssigkeiten angenommen werden:

$$k_\varepsilon = 750 \sqrt[3]{0{,}007 + v_f} \quad \ldots \quad (213b)$$

so dass die erforderliche Heizfläche wird:

$$H_\varepsilon = \frac{C}{\vartheta_m \cdot 750 \sqrt[3]{0{,}007 + v_f}} \quad \ldots \quad (213c)$$

Für dicke Flüssigkeiten ist k_ε etwa 10—15 % kleiner, H_ε folglich um ebensoviel grösser.

Für eiserne Rohre ist k_ε etwa 15 % kleiner.

Die Temperatur-Differenz ergiebt sich nach Tabelle 1 aus der meistens konstanten Dampf-Temperatur und der Anfangs- und End-Temperatur der Flüssigkeit in bekannter Weise.

Wird die Flüssigkeit gleichzeitig durch eine erhebliche Anzahl (vertikale) Rohre geführt, um welche der Dampf, wenn auch nur mit Geschwindigkeiten von 0,8 bis 1 m pro Sekunde strömt, so ist die Leistung der Heizfläche eine grössere, und kann im gegebenen Falle leicht 1,5 mal so gross werden, als die bei ruhendem Dampfe.

Die folgende Tabelle 62b soll für eine Anzahl von Fällen (in denen unter Dampf von 80° und 90° auch Alkoholwasserdampf von 86 resp. 58 Gew. % verstanden werden kann) die eintretenden Temperatur-Differenzen und erforderlichen Heizflächen angeben.

Beispiel beobachtet. Es wurden stündlich 5890 kg Maische von 31° auf 49° durch ruhenden Alkoholwasserdampf (ca. 0,3 m Geschwindigkeit) von 79,1° erwärmt, während die Maische mit einer Geschwindigkeit von 0,205 m durch ein kupfernes Rohr von 100 l. W. und $H_\varepsilon = 6{,}9$ qm Heizfläche strömte.

Die specifische Wärme der Maische $\sigma_f = 1$ gesetzt, so würden stündlich zu übertragen sein:

$$C = 5890\ (49 - 31) = 106020 \text{ WE.}$$

Die Temperatur-Differenz war am Anfang: $\vartheta_a = 79{,}1° - 31° = 48{,}1°$

„ „ „ „ Ende: $\vartheta_e = 79{,}1° - 49° = 30{,}1°$

Da $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{30{,}1}{48{,}1} = 0{,}625$ ist, ist nach Tabelle 1 die mittlere Temperatur-Differenz:

$$\vartheta_m = 0{,}8 \cdot 48{,}1 = 38{,}48°.$$

Tabelle 62b.

Erforderliche kupferne Heizfläche, um mit ruhendem Dampf von 80—90—100—120° stündlich 1000 Liter mit 0,01—0,4 m Geschwindigkeit durch Rohre strömendes Wasser von 10° resp. 25° auf 50°—90° zu erwärmen.

Geschwindigkeit der Flüssigkeit	Anfangs-Temp. der Flüssigkeit	Mittlere Temp.-Differenz ϑ_m	Temperatur des Heizdampfes (Alkohol od. Wasser) t_d											
			80°			90°			100°			120°		
		Heizfläche H	End-Temperatur der zu erwärmenden Flüssigkeit t_{fe}											
v_f	t_{fa}	qm	50°	60°	75°	50°	70°	85°	60°	80°	90°	60°	80°	90°
0,010	10	ϑ_m =	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	46,5	36	83	69	62
		H_ε =	**4,3**	**6,4**	**13,6**	**3,6**	**7,0**	**14,3**	**5,0**	**7,7**	**11,5**	**3,1**	**5,2**	**6,8**
	25	ϑ_m =	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	41	32	76	64	56
		H_ε =	**3,1**	**5,2**	**12,2**	**2,4**	**5,9**	**13,0**	**3,4**	**6,9**	**10,4**	**2,4**	**4,4**	**6,0**
0,050	10	ϑ_m =	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	46,5	36	83	69	62
		H_ε =	**3,0**	**4,3**	**9,2**	**2,4**	**5,0**	**9,6**	**3,2**	**5,2**	**8,0**	**2,1**	**3,5**	**4,6**
	25	ϑ_m =	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	41	32	76	64	56
		H_ε =	**2,1**	**3,5**	**8,0**	**1,7**	**4,1**	**8,8**	**2,3**	**4,7**	**7,2**	**1,6**	**3,0**	**4,0**
0,100	10	ϑ_m =	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	46,5	36	83	69	62
		H_ε =	**2,4**	**3,5**	**7,4**	**2,0**	**3,9**	**8,0**	**2,6**	**4,2**	**6,3**	**1,7**	**2,9**	**3,7**
	25	ϑ_m =	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	41	32	76	64	56
		H_ε =	**1,7**	**2,9**	**6,7**	**1,4**	**3,4**	**7,2**	**1,8**	**3,8**	**5,7**	**1,3**	**2,4**	**3,3**
0,200	10	ϑ_m =	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	46,5	36	83	69	62
		H_ε =	**2,0**	**2,8**	**6,0**	**1,6**	**3,1**	**6,3**	**2,1**	**3,4**	**5,1**	**1,4**	**2,3**	**3,0**
	25	ϑ_m =	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	41	32	76	64	56
		H_ε =	**1,4**	**2,3**	**5,4**	**1,1**	**2,7**	**5,7**	**1,3**	**3,0**	**4,6**	**1,1**	**2,0**	**2,6**
0,300	10	ϑ_m =	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	46,5	36	83	69	62
		H_ε =	**1,7**	**2,5**	**5,3**	**1,4**	**2,7**	**5,5**	**1,9**	**3,0**	**4,5**	**1,2**	**2,0**	**2,7**
	25	ϑ_m =	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	41	32	76	64	56
		H_ε =	**1,2**	**2,0**	**4,7**	**1,0**	**2,4**	**5,0**	**1,3**	**2,7**	**4,1**	**0,9**	**1,7**	**2,3**
0,400	10	ϑ_m =	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	46,5	36	83	69	62
		H_ε =	**1,6**	**2,3**	**4,8**	**1,3**	**2,5**	**5,0**	**1,7**	**2,7**	**4,1**	**1,1**	**1,8**	**2,4**
	25	ϑ_m =	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	41	32	76	64	56
		H_ε =	**1,1**	**1,8**	**4,1**	**0,90**	**2,2**	**4,5**	**1,2**	**2,4**	**3,7**	**0,83**	**1,6**	**2,1**

Der Transmissions-Koefficient ist:

$$k_\varepsilon = 750 \sqrt[3]{0{,}007 + 0{,}205} = 447{,}75.$$

Die berechnete Heizfläche also:

$$H_\varepsilon = \frac{106020}{38{,}48 \cdot 447{,}75} = 6{,}15 \text{ qm}.$$

Der Dicke der Flüssigkeit wegen hierzu 10% zugeschlagen, giebt $6{,}15 + 0{,}615 = 6{,}8$ qm, was mit der Wirklichkeit gut stimmt.

XXII. Das Kühlen der Flüssigkeiten.

Um Flüssigkeiten zu kühlen kann man sich mehrerer Verfahrungsarten bedienen. Bei den meisten derselben bedingt die Abkühlung einer Flüssigkeit zugleich die Erwärmung ihres Kühlmittels, daher können die Betrachtungen über die Flüssigkeits-Kühlung zugleich auch als solche über deren Erwärmung dienen und so mögen die folgenden Erörterungen auch hierfür als Fingerzeige benutzt werden.

Die künstliche Kühlung von Flüssigkeiten kann auf folgende Arten bewirkt werden:

A. durch direktes Einschütten von Eis,
B. durch direkte Zumischung kalter Flüssigkeit zur warmen,
C. durch Verdampfung eines Theiles der Flüssigkeit ohne Wärmezuführung,
D. durch Fliessen an Metallflächen, die von einer kälteren Flüssigkeit bespült werden (Oberflächen, Gefäss oder geschlossene Kühler),
E. durch offenes Rieseln über Flächen, die andererseits von kalter Flüssigkeit bespült werden, wobei die umgebende Luft einen Theil der Wärme aufnimmt (Riesel-Kühler),
F. durch Berührung mit Metallflächen, die von kalter Luft bestrichen werden,
G. durch offene Ausbreitung und Vertheilung der Flüssigkeiten an der natürlich oder künstlich bewegten Luft (Wasserkühlung).

Wir wollen diese Kühlmittel der Reihe nach etwas besprechen.

A. Das direkte Einschütten von Eis.

Diese Methode der Kühlung wendet man wohl nur an, wenn es sich um Erzielung sehr niedriger Temperaturen handelt. Das verwendete Eis ist meistens nur wenige Grade kälter als 0^0. Die Schmelzwärme desselben ist $= 79$ WE. Berücksichtigt man seine specifische Wärme ($\sigma_\varepsilon = 0{,}504$) für die 2—3 Grad, um die es sich vor dem Schmelzen erwärmen muss. so darf man annehmen, dass jedes in Wasser von 0^0 schmelzende Eis 80 WE bindet. Sind t_{fa} und t_{fe} die Temperaturen der Flüssigkeit vor und nach der Abkühlung und σ_f ihre specifische Wärme, so sind ihr zur Abkühlung:

$$C = F \cdot \sigma_f \, (t_{fa} - t_{fe}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (214)$$

Wärmeeinheiten zu entziehen und das aufzuwendende Eisgewicht ist:

$$E = \frac{F \cdot \sigma_f (t_{fa} - t_{fe})}{80 + t_{fe}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (215)$$

Um 100 Kilo Wasser von		10°	9°	8°	7°	6°	5°	4°
		braucht man E kg Eis:						
zu kühlen auf:	5°	5,9	4,8	3,6	2,4	1,2	—	—
	2°	9,8	8,6	7,4	6,1	4,9	3,7	2,44.

B. Die direkte Zumischung von kalter Flüssigkeit zur warmen.

Fügt man zu F_w kg einer warmen Flüssigkeit, deren Temperatur t_{fw} ist, F_k kg einer kalten von gleicher specifischen Wärme und der Temperatur t_{fk}, so ist die Temperatur der Mischung:

$$t_m = \frac{F_w\ t_{fw} + F_k\ t_{fk}}{F_w + F_k} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (216)$$

Beispiel. $F_w = 100$ kg Wasser von $t_{fw} = 80°$ und $F_k = 200$ kg Wasser von $t_{fk} = 20°$ geben:

$F_w + F_k = 300$ kg Wasser mit der Temperatur:

$$t_m = \frac{100 \cdot 80 + 200 \cdot 20}{100 + 200} = 40°.$$

C. Flüssigkeits-Kühlung durch Verdampfung.

Diese Art der Kühlung findet am besten dadurch statt, dass man die zu kühlende Flüssigkeit in einen luftverdünnten Raum bringt. Ist über der heissen Wasserflüssigkeit ein Raum geschaffen, in dem eine geringere Spannung herrscht, als Wasserdämpfen von der Flüssigkeits-Temperatur zukommt, so kühlt sie sich bis auf die Temperatur ab, die Wasserdämpfen von der über ihr herrschenden Spannung eigen ist, indem die Flüssigkeitswärme von ihrer ursprünglichen bis auf die niedrigere Temperatur zur Dampfbildung verwendet wird. Die jedem Vakuum, jeder Luftverdünnung, entsprechende Wasserdampf- (also auch Flüssigkeits-) Temperatur ist aus Tabelle 9 zu ersehen.

Hat das Flüssigkeitsgewicht F_w die ursprüngliche Temperatur t_{fw} und kühlt es sich in dem Vakuum auf t_{fk} ab, so ist das entwickelte Dampfgewicht:

$$D = \frac{F_w\,(t_{fw} - t_{fk})}{640 - \frac{t_{fw}+t_{fk}}{2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (217)$$

Hieraus ergiebt sich die folgende kleine Zusammenstellung:

Vakuum	Temperatur der abgekühlten Flüssigkeit	100 kg Wasserflüssigkeit von der ursprünglichen Temperatur t_{fw} =				
mm	t_{fk}	100°	90°	80°	70°	60°
		entwickeln bei Abkühlung auf nebenstehende Temperatur t_{fk} folgende Dampfgewichte D =				
234	90	1,82	—	—	—	—
405	80	3,67	1,82	—	—	—
526	70	5,25	3,50	1,75	—	—
611	60	7,00	5,25	3,50	1,75	—
668	50	8,50	6,80	5,10	3,40	1,70
705	40	10,00	8,33	6,66	5,00	3,33

D. Die Abkühlung einer warmen Flüssigkeit durch eine andere, kalte.

Die Abkühlung einer warmen Flüssigkeit durch eine andere, kalte, oder, was dasselbe ist, die Erwärmung einer kalten Flüssigkeit durch eine warme kann auf zwei verschiedene Arten bewirkt werden, nämlich

1. dadurch, dass man beide Flüssigkeiten kontinuirlich in umgekehrter Richtung (Gegenstrom), mit möglichster Geschwindigkeit an der gemeinsamen Trennungswand vorbeiströmen lässt.

Die warme Flüssigkeit sinkt dabei in geraden oder gebogenen Rohren (Schlangen) oder Rinnen, oder Kanälen abwärts, während die kalte Flüssigkeit in dem umschliessenden Gefäss oder in einem das erste koncentrisch umhüllenden Rohre, oder in einem den ersten umgebenden Kanal sich erwärmend nach oben steigt.

Bezeichnen wir mit σ_w die specifische Wärme der warmen, mit σ_k die der kalten Flüssigkeit, mit t_{wa} und t_{we} die Temperatur der warmen, mit t_{ka} und t_{ke} die der kalten Flüssigkeit, so ist die zu übertragende Wärme:

$$C = F_w \cdot \sigma_w\,(t_{wa} - t_{we}) = F_k\,\sigma_k\,(t_{ke} - t_{ka}) \quad . \quad (218)$$

Aus dieser Gleichung folgt auch das erforderliche Gewicht an warmer Flüssigkeit F_k für die Erwärmung der kalten F_w.

Ist ϑ_m die mittlere Temperatur-Differenz, und k_k der Transmissions-Koefficient, so ergiebt sich die für die Kühlung erforderliche Fläche H_k aus der bekannten Gleichung:

$$H_k = \frac{C}{k_k \vartheta_m} = \frac{F_w \sigma_w (t_{wa} - t_{we})}{k_k \vartheta_m} \quad . \quad . \quad (219)$$

Den Wärme-Transmissions-Koefficienten k_k zwischen zwei strömenden Flüssigkeiten verschiedener Temperatur findet man nach einer von Molier aus Joul's Versuchen (Zeitschrift d. V. D. Ing. 1897 No. 6 und 7) für kupferne oder messingene Trennungswände unter Vernachlässigung der Wanddicke (die bei ihrer immer geringen Stärke und der guten Leitungsfähigkeit der Metalle von sehr geringem Einfluss ist) aufgestellten Gleichung, welche lautet:

$$k_k = \frac{300}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_1}}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_2}}}} \quad . \quad . \quad . \quad (220)$$

v_{f_1} ist die Geschwindigkeit der einen, v_{f_2} die der anderen Flüssigkeit.

Um die im grösseren Betriebe nie fehlende Inkrustation der Kühlflächen zu berücksichtigen, wählen wir zur Bestimmung des Transmissions-Koefficienten k_k für die Ausführung die Gleichung:

$$k_k = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_1}}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_2}}}} \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(221)}$$

Hiernach sind die Koefficienten k_k für Flüssigkeits-Geschwindigkeiten von 0,01—2 m in der Tabelle 63 zusammengestellt, aus der sie für die meisten vorkommenden Fälle entnommen werden können.

Die mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m ergiebt sich aus dem Verhältniss:

$$\frac{t_{wa} - t_{ke}}{t_{we} - t_{ka}} = \frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} \text{ nach Tabelle 1.}$$

Für gewisse ausgewählte Umstände kann die mittlere Temperatur-Differenz auch aus der späteren Tabelle 67 abgelesen werden, in der sie für Rieselkühler angegeben ist.

Wenn die Kühlfläche aus Rohren von kreisförmigem Querschnitt gebildet werden soll, so kann man sie durch die Dimensionen

Tabelle 63.

Transmissionskoefficient k_k zwischen zwei die Wärme austauschenden Flüssigkeiten, die an Kupfer- oder Messingwand mit den verschiedenen Geschwindigkeiten v_{f1} und v_{f2} entgegengesetzt strömen.

v_{f1} = v_{f2}	0,001	0,002	0,004	0,006	0,008	0,01	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,25	1,50	2,0
0,001	119	122	128	130	132	136	144	155	160	165	169	180	190	196	200	204	206	208	210
0,002	122	128	132	136	140	142	150	160	168	172	176	188	200	206	212	214	218	222	225
0,004	128	132	138	140	144	148	157	170	176	183	186	200	214	222	226	230	234	238	240
0,006	130	136	140	145	150	153	162	175	183	188	194	208	224	232	238	240	247	250	253
0,008	132	140	144	150	154	156	168	176	188	196	200	216	232	240	246	252	256	260	264
0,01	136	142	148	153	156	160	170	185	194	200	206	224	240	250	256	259	266	270	274
0,02	144	150	157	162	168	170	185	200	210	218	225	246	266	280	285	294	298	302	308
0,04	155	160	170	175	176	185	200	210	234	242	250	274	302	316	328	336	344	350	358
0,06	160	168	176	183	188	194	210	234	250	256	267	296	324	344	356	362	377	380	392
0,08	165	172	183	188	196	200	218	242	256	270	276	312	344	362	376	392	400	408	420
0,10	169	176	186	194	200	206	225	250	267	276	289	328	362	384	400	408	425	440	443
0,20	180	188	200	208	214	224	246	274	296	312	328	370	416	454	464	486	500	512	531
0,40	190	200	214	224	232	240	266	302	324	344	362	416	476	530	540	570	588	606	636
0,60	196	206	222	232	240	250	280	316	344	362	384	454	530	570	606	624	660	680	709
0,80	200	212	226	238	246	256	285	328	356	376	400	464	540	606	644	666	700	724	782
1,00	204	214	230	240	252	259	294	336	362	392	408	486	570	624	666	708	735	762	810
1,25	206	218	234	247	256	266	298	344	377	400	425	500	588	660	700	735	768	800	850
1,50	208	222	238	250	260	270	302	350	380	408	440	512	606	680	724	762	800	833	888
2,0	210	225	240	253	264	274	308	358	392	420	443	531	636	709	782	810	850	888	947

Tabelle 64.

Länge der Kühlrohre von 10 bis 70 mm Durchmesser, wenn ihre innere Kühlfläche 0,25—7 qm betragen soll.

Innerer Rohrdurchmesser mm	Um bei Heiz- oder Kühlrohren eine innere Kühlfläche H_k in qm zu erzielen von: müssen sie bei nebenstehenden Durchmessern folgende Längen l in m haben:													
	0,25	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7
10	8,00	16,1	32,2	48,3	64,5	80,5	96,6	—	—	—	—	—	—	—
15	5,30	10,6	21,2	31,8	42,4	53	74,2	84,8	84,8	95,4	106	—	—	—
20	4,00	8,0	15,9	23,9	31,8	39,8	47,7	55,7	63,6	71,6	79,5	87,5	95,4	111,4
25	3,20	6,4	12,7	19,1	25,4	31,8	38,1	44,5	50,8	57,2	63,6	69,9	76,2	88,9
30	2,65	5,3	10,6	15,9	21,2	26,5	31,8	37,1	42,4	47,7	53,0	58,3	63,6	74,2
35	2,30	4,6	9,1	13,7	18,2	22,8	27,3	31,9	36,4	41,0	45,5	50,1	54,6	63,7
40	2,00	4,0	8,0	12,0	16,0	20,0	24,0	28,0	32,0	36,0	40,0	44,0	48,0	56,0
45	1,80	3,6	7,1	10,7	14,2	17,8	21,3	24,9	28,4	32,0	35,5	39,1	42,6	49,7
50	1,58	3,15	6,3	10,0	12,6	15,9	18,9	22,6	25,2	28,4	31,5	34,7	37,8	44,1
55	1,45	2,9	5,8	8,7	11,6	14,5	17,4	20,3	23,2	26,1	29,0	31,9	34,8	40,7
60	1,35	2,7	5,3	8,0	10,3	13,3	15,6	18,3	20,1	23,0	26,5	29,2	31,2	36,4
65	1,25	2,5	4,9	7,4	9,8	12,3	14,7	17,2	19,6	22,1	24,5	27,0	29,4	34,3
70	1,15	2,3	4,6	6,9	9,2	11,4	13,8	16,1	18,4	20,7	22,7	25,0	27,4	32,2

des Rohres $H_k = d \cdot \pi \cdot l$ und das stündlich durchströmende Flüssigkeitsgewicht F_w als Produkt des Rohr-Querschnittes, der Geschwindigkeit und des specifischen Gewichtes ausdrücken:

$$F_w = \frac{d^2\,\pi}{4} \cdot v_f \cdot 3600 \cdot s_w\ 1000 \quad . \quad . \quad . \quad (222)$$

Die durch die Kühlfläche in 1 Stunde hindurchgegangene Wärme muss gleich sein der in dieser Zeit von der Flüssigkeit verlorenen:

$$d \cdot \pi \cdot l \cdot k_k \cdot \vartheta_m = \frac{d_2\,\pi}{4} \cdot v_f \cdot 3600 \cdot s_w\ 1000 \cdot \sigma_w\ (t_{wa} - t_{we}) \quad (223)$$

Hieraus folgt die Länge des Kühlrohrs:

$$l = \frac{d}{k_k\ \vartheta_m} \cdot 900000 \cdot v_f \cdot s_w \cdot \sigma_w \cdot (t_{wa} - t_{we}) \cdot \quad \mathbf{(224)}$$

worin σ und s für Wasser = 1 sind.

Man kann nicht, um ein bestimmtes Flüssigkeitsgewicht um bestimmte Grade zu kühlen, die erwünschte Strömungs-Geschwindigkeit

Tabelle 65.

a) Flüssigkeitsvolumen V_f in Litern, welches in 1 Stunde bei Geschwindigkeiten von v_f = 0,02—0,05—0,1—0,2—0,4 m durch Rohre von 10—30 m Durchmesser strömt.

b) Erforderliche Rohrlänge l in m, wenn bei kontinuirlichem Betriebe das angegebene Wasservolumen V_f (durch Kühlwasser mit den Temperaturen t_{ka} und t_{ke}) von den Anfangs-Temperaturen t_{wa} auf t_{we} abgekühlt werden soll.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Innerer Rohrdurchmesser	Geschwindigkeit der zu kühlenden Flüssigkeit	**a)** Flüssigkeit durchs Rohr Liter pro 1 Stunde	Geschwindigkeit der kühlenden Flüssigkeit	Anfangs-Temperatur der warmen Flüssigkeit t_{wa}																	
				100°				80°					60°					50°			
				End-Temperatur der warmen Flüssigkeit t_{we}																	
				3	3	15	25	10	20	20	25	30	3	15	20	25	30	15	20	20	30
				End-Temperatur des Kühlwassers t_{ke}																	
				60	80	60	60	60	60	60	50	60	50	40	40	50	50	30	40	30	30
				Anfangs-Temperatur des Kühlwassers t_{ka}																	
d	v_{f_1}	V_f	v_{f_2}	2	2	10	10	5	10	15	10	15	2	10	15	10	15	10	10	15	15
b) Erforderliche Kühlrohrlänge in m																					
10	0,02	**5,6**	0,001	11,35	18,9	6,2	3,56	8	7,0	5	4,62	3,6	18,5	5	3,3	3,6	3	3,8	3,6	3,3	1,3
			0,10	8,2	12	4	2,2	5,2	4,5	3,2	2,8	2,3	12	3,7	2,1	2,3	2	2,4	2,3	2,1	0,82
			1,00	5,6	9,4	3,1	1,8	4	3,5	2,5	2,3	1,8	9,3	2,5	1,7	1,8	1,5	1,9	1,8	1,6	0,7
	0,05	**14,1**	0,001	25,8	43	14	8,1	18,1	16	16	10,5	8,1	42	11,5	7,5	8	6,8	8,6	8,2	7,5	3
			0,10	16,5	26,5	9	5,2	12	10,2	10,2	7,2	5,2	27	7,5	4,8	5,2	4,4	5,6	5,3	4,8	2
			1,0	12	19	6,3	3,6	8,1	7,2	7,2	5	3,4	19	5,3	3,5	3,4	3,1	3,9	3,7	3,5	1,4

0,10	**28,2**	0,001	49	81,5	26,6	15,6	34,5	30	22	20	15,3	80	22	14	15	13	17	16	14,5	6
		0,10	31,5	52	16,5	10,2	22,2	20	14	13	10	52	14	9	10	8,2	10,8	10,2	9,8	4
		1,00	22	37	12	7	16	14	10	9	7	36	10	6,3	6,8	6	7,7	7,2	6,5	2,7
	56,4	0,001	—	—	52	30	—	—	43	39	29,2	—	42	28	29	25,5	34	30	28	13
		0,10	—	—	33	20	49	45	27,6	26	18,5	—	27	18	18,4	16	22	19	20	8,2
		1,0	—	—	17	10,3	26	23	15	14	10	—	15	10	10	9	12	11	10	4,6
0,20	**112,8**	0,001	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	21,6
		0,10	—	—	—	43	—	—	—	—	39	—	—	37	38	33	44	39	42	13,0
		1,00	—	—	38	23	54	48	32	29	21	—	32	21	21	10	25	28	21	7
0,40	**12,7**	0,001	17	28,5	10,3	5,3	12	10,5	7,5	6,9	5,3	28	7,5	5	5,4	4,5	5,6	5,4	5	2
		0,10	11	18	7	3,9	7,7	7	4,8	4,5	3,5	18	4,8	3,7	3,5	2,0	3,6	3,5	3,7	1,3
		1,00	8,5	14,3	5,2	2,7	6	5,3	3,8	3,5	2,7	14	3,8	2,5	2,7	2,3	2,8	2,7	2,5	1
0,02	**31,7**	0,001	38,7	64,5	21	12,2	27	24	17	15,8	12,2	58	17,5	12	12	10,2	13	12,2	12	4,5
		0,10	26	42	13,5	7,7	17	15,5	11	10,1	7,8	30	11,3	7,8	7,8	7,1	8,2	7,8	7,8	2,0
		1,00	18	29	9,5	5,6	12,5	11	7	7,2	5,5	20	8	5,4	5,4	4,5	6	5,4	5,4	1
0,05	**63,5**	0,001	77,7	—	40	23,4	52	45	33	30,2	23	—	33	21	22,5	19,5	26	24	22	9,1
		0,10	49	—	25	15,4	33	29	21	20	15,2	—	21	13,5	14,2	13	16,6	16	14	5,8
		1,00	36	—	18	11	24	20,5	15	14	11,5	56	15	9,5	10,5	9	12	11	10	4,2
0,10	**127**	0,001	—	—	78	45	—	—	—	59	44	—	61	41	—	38,2	—	45	41	18
		0,10	—	—	49	29	—	52	37	38	28	—	38,6	26	27	25	30	29	26	11,6
		1,00	—	—	27	16	43	29	21	21	16	—	21	15	15	13	18	16	14	5
0,20	**22,6**	0,001	22,7	37,8	12,4	7,1	16	14	10	9,3	7,1	37	10	6,6	7,1	6	7,2	7,1	6,6	2,7
		0,10	14,4	24,4	7,9	4,5	10,2	9	7,1	6	4,5	24	7,1	4,1	4,5	3,8	4,6	4,5	4,1	1,8
		1,00	11,4	1,9	6,2	3,6	8	7	5	4,7	3,6	18,5	5	3,3	3,6	3	3,6	3,6	3,3	1,4

15

20

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Innerer Rohrdurchmesser	Geschwindigkeit der zu kühlenden Flüssigkeit	**a)** Flüssigkeit durchs Rohr Liter pro 1 Stunde	Geschwindigkeit der kühlenden Flüssigkeit	Anfangs-Temperatur der warmen Flüssigkeit t_{wa}																	
				100°				80°					60°					50°			
				End-Temperatur der warmen Flüssigkeit t_{we}																	
				3	3	15	25	10	20	20	25	30	3	15	20	25	30	15	20	20	30
				End-Temperatur des Kühlwassers t_{ke}																	
				60	80	60	60	60	60	60	50	60	50	40	40	50	50	30	40	30	30
				Anfangs-Temperatur des Kühlwassers t_{ka}																	
d	v_{f_1}	V_f	v_{f_2}	2	2	10	10	5	10	15	10	15	2	10	15	10	15	10	10	15	15

b) Erforderliche Kühlrohrlänge in m

20	0,05	**56,5**	0,001	52	86	28	16,3	36,2	32	23	21	16,2	—	23	15	24	13,6	17	17	15	6
			0,10	33	55	18	10,5	23	20	15,4	13,5	10,3	48	15,4	10	15	9	11		9,8	3,8
			1,00	24	38	13	7,3	17	15	10,5	9,5	7,4	37	10,5	7	11	6	8	8	7	2,7
	0,10	**113**	0,001	97	163	53	31,2	69	60	44	40,2	30	—	44	28	30	26	34	32	29	12
			0,10	62	104	33,5	20	44	39	28	26,7	19,6	—	28	18	20	16,6	22	20,8	18,5	7,8
			1,00	29	76	24	14,5	20	27	20	18	14,5	—	20	13	14	12	16	15	23	5,4
	0,20	**226**	0,001	—	—	—	60	—	—	—	—	58	—	—	—	—	51	—			24
			0,10	—	—	—	40	—	—	—	—	37	—	—	—	—	32	44	41	37	15,6
			0,00	—	—	36	21	30	50	30	27	20	—	30	19	21	18	24	23	19	9
25	0,02	**35,2**	1,001	28,3	47	16,5	8,9	20	21	12,5	11,5	8,9	46	12,5	8,3	9	7,5	9,4	9	8,3	3,3
			0,10	18,3	30	10,6	5,6	14	13,5	17,9	7,5	5,6	29,2	7,9	5,3	5,7	4,8	6,1	5,7	5,3	2,1
			1,00	14,2	24	8,3	4,5	10	10,5	6,3	5,8	4,4	23	6,3	4,2	4,5	3,8	4,7	4,5	4,2	1,7

| | | |

und den erwünschten Rohr-Durchmesser beliebig annehmen, und daraus die Länge des Kühlrohres berechnen, weil man in den meisten Fällen unausführbar lange Rohre erhalten würde; Rohrdurchmesser, Geschwindigkeit und Flüssigkeitsmenge bedingen einander. Es erfordert eine gewisse Uebung, passende Verhältnisse zu wählen.

Um die Wahl zu erleichtern, sind hier 2 Tabellen mitgegeben, nämlich:

1. Tabelle 64, welche für geforderte innere Oberflächen von 0,5—7 qm bei Rohren von 10—70 mm Durchmesser die nothwendigen Längen angiebt.

2. Tabelle 65, welche zeigt:

a) Das Flüssigkeits-Volumen V_f, das stündlich durch Rohre von 10—30 mm Durchmesser bei Geschwindigkeiten von 0,02—0,04 m strömt. b) Die erforderliche Rohrlänge l (und dadurch die Kühlflächen), um die in Spalte 3 angegebenen Flüssigkeits-Volumina V_f (hier Wasser, $\sigma = 1$, $s = 1$) durch Kühlwasser verschiedener Anfangs- und Endtemperaturen t_{ka} und t_{ke} und verschiedener Strömungs-Geschwindigkeiten $v_f = 0{,}02$—$0{,}4$ m von den Anfangs-Temperaturen t_{wa} auf die End-Temperaturen t_{we} zu kühlen.

Diese Tabelle 65 ist mit Hilfe der Gleichung (224) berechnet. Die ausserordentlich grosse Zahl der möglichen Variationen aller Fälle hat nur eine beschränkte Auswahl von Faktoren in ihr darzustellen gestattet.

Sie zeigt, dass, sollen die Rohrlängen nicht zu gross werden, die Geschwindigkeiten der zu kühlenden Flüssigkeiten nur gering sein dürfen. Es müssen daher, wenn es sich um grössere Flüssigkeitsmengen handelt, statt eines langen, viele enge, parallel angeordnete Rohre gewählt werden.

Ist zu erwarten, dass die Kühlflächen sehr sauber sein werden, so kann man die aus der Tabelle 65 gefundene Zahl der Rohre oder ihre Länge um etwa 25% verringern.

Bei Eisenrohren wähle man die Zahl oder die Menge 20% grösser.

Denselben Zuschlag erfordern dicke zu kühlende Flüssigkeiten.

Sind specifisches Gewicht und specifische Wärme der zu kühlenden Flüssigkeit nicht $= 1$, sondern s und σ, so ist die Zahl der Rohre mit $s \cdot \sigma$ zu multipliciren.

Beispiel. Es sollen kontinuirlich stündlich 2000 Liter Wasser von 80° auf 30° gekühlt werden, durch Kühlwasser, das sich von 15° auf 60° erwärmt. Die Geschwindigkeit des warmen Wassers sei 0,02 m, die des kalten 0,01, das Kühlrohr soll 20 mm Durchmesser haben.

Nach Gleichung (218) ist die zu übertragende Wärme:

$$C = F_w \ \sigma_w \ s_w \ (t_{wa} - t_{we}) = 2000 \cdot 1 \cdot 1 \cdot (80 - 30) = 100000 \text{ WE.}$$

Das Gewicht an Kühlwasser ist:

$$F_k = \frac{C}{t_{ke} - t_{ka}} = \frac{100000}{60 - 15} = 2222 \text{ Liter.}$$

Durch ein Rohr von 20 mm Durchmesser strömen in 1 Stunde bei $v_f = 0{,}02$ m nach Tabelle 65 = 22,6 Liter, es müssen also $\frac{2000}{22{,}6}$ = 89 Rohre angeordnet werden.

Die Länge jedes Rohres ergiebt sich aus der Gleichung (224):

$$l = \frac{d}{k_k \, \vartheta_m} \cdot 900000 \cdot v_f \ (t_{wa} - t_{we}),$$

darin ist nach Gleichung (221) und Tabelle 63: $k_k = 170$.

ϑ_m ist, da $\frac{30 - 15}{80 - 60} = \frac{15}{20} = 0{,}75$ ist, nach Tabelle 1:

$$\vartheta_m = 0{,}872 \cdot 20 = 17{,}44°,$$

daher: $l = \frac{0{,}02}{170 \cdot 17{,}44} \cdot 900000 \cdot 0{,}02 \cdot (80 - 30) = 6{,}07$ m.

Die Kühlfläche ist also $= H_k = 89 \cdot d \cdot l = 35{,}8$ qm.

Sind 2000 l Alkohol (86,3 Gew. %), dessen $\sigma_w = 0{,}7$ und $s_w = 0{,}8$ ist, bei denselben Temperaturen wie oben zu kühlen, so ist:

$$C = 100000 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}8 = 56000 \text{ WE,}$$

$$F_k = \frac{56000}{60 - 15} = 1244 \text{ Liter.}$$

Die Zahl der Rohre ist wie oben = 89.

Die Rohrlänge $l = 6{,}07 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}8 = 3{,}4$ m.

Die Kühlfläche $\cong$ 19 qm.

Versuch. Hentschel's Maische-Kühler. In einem offenen Troge von etwa 360 mm Durchmesser dreht sich eine aus hohlen Windungen bestehende Schnecke von 350 mm Durchmesser mit 40—45 Touren pro Minute und schiebt die Maische von einem Ende zum anderen. Das

Kühlwasser fliesst gegen die Schneckenbewegung in den hohlen Windungen entgegengesetzt der Maische.

2800 Liter warme Maische werden dadurch mit 14 qm Kühlfläche in 45 Minuten von 58,8° auf 16,25° gekühlt mit 2400 Liter Kühlwasser, das sich dabei von 10° auf 40° erwärmt.

$$\text{Weil: } \vartheta_a = 58{,}8 - 40 = 18{,}8°$$
$$\vartheta_e = 16{,}25 - 10 = 6{,}25°$$

$$\text{also: } \frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{6{,}25}{18{,}8} = 0{,}3 \text{ ist,}$$

ergiebt sich die mittlere Temperatur-Differenz nach Tabelle 1:

$$\vartheta_m = 0{,}583 \cdot 18{,}8 = 10{,}96°.$$

Beobachtet wurde in Bezug auf die Maische:

$$k_k = \frac{4 \cdot 2800 \cdot (58{,}8 - 16{,}25)}{3\ 14 \cdot 10{,}96} \cong 1035$$

oder in Bezug auf das Wasser:

$$k_k = \frac{4 \cdot 2400 \cdot (40 - 10)}{3\ 14 \cdot 10{,}96} \cong 621.$$

Die Geschwindigkeit der Maische an der Heizfläche ist:

$$v_{f1} = \frac{0{,}350 \cdot \pi \cdot 45}{2 \cdot 60} = 0{,}41 \text{ Meter.}$$

Die Geschwindigkeit des Wassers ist zunächst ebenso gross, dann aber kommt hinzu die Geschwindigkeit in der hohlen Spirale, welche, wenn der Querschnitt derselben = 0,15 qdcm angenommen wird, ist

$$v_{f2} = \frac{2400 \cdot 4}{60 \cdot 60 \cdot 30{,}15 \cdot 10} \cong 0{,}600 \text{ Meter.}$$

Das Wasser wird also mit einer Geschwindigkeit von 0,41 + 0,60 = 1,01 Meter an der Trennungswand zwischen Maische und Wasser vorbeigeführt.

Nach der Gleichung (201) berechnet sich daher der Transmissions-Koefficient für das Wasser:

$$k_k = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{0{,}41}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{1{,}01}}} \cong 572$$

was mit dem für das Wasser beobachteten $k_k = 626$ darum genau genug harmonirt, weil die stets reine gescheuerte Metallfläche den Koefficienten etwas vergrössert.

Der Transmissions-Koefficient für die Maische erscheint erheblich höher, weil sie durch die Berührung mit der Luft durch Verdunstung stark gekühlt wird, worin ja eben der Vortheil dieser Kühlmethode besteht.

Bei den Kältemaschinen findet der Wärmeaustausch im Allgemeinen bei niedrigen Temperaturen statt; hierdurch und weil die dabei verwendeten Flüssigkeiten nicht immer die Beweglichkeit des Wassers haben, scheint der Transmissions-Koefficient hier etwas geringer zu sein. Prof. Dr. H. Lorenz (Zeitschrift f. d. gesammte Kälteindustrie, 1897, Heft 9) fand bei Eisenrohr für flüssige Kohlensäure, die sich einmal von 34,58° auf 21,61° abkühlte durch Kühlwasser, das sich dabei von 9,9° auf 21,61° erwärmte, $k_k = 105$, ein andermal, als die flüssige Kohlensäure sich von 19,45° auf 11,8° kühlte und das Kühlwasser von 9,9° auf 11,08° erwärmte, $k_k = 125$ (wenn die wirkliche mittlere Temperatur-Differenz zu Grunde gelegt wird).

2. Die zweite Methode (die diskontinuirliche oder periodische) besteht darin, dass man die ganze Masse der warmen Flüssigkeit zugleich in ein Gefäss bringt und nun an dessen äusseren Wänden, oder durch hineingelegte ruhende, oder bewegte Rohre oder Platten so lange Kühlflüssigkeit (meistens Wasser) strömen lässt, bis die Masse genügend abgekühlt ist. Hierbei ist es für die Beschleunigung der Operation vortheilhaft, die zu kühlende Flüssigkeit künstlich ziemlich schnell über die Kühlflächen, oder die Kühlfläche durch die Flüssigkeit zu bewegen, da die gleichzeitig in dieser herrschenden sehr geringen Temperaturunterschiede nur eine langsame Cirkulation erzeugen. Die dem Flüssigkeitsgewicht F_w, das von t_{wa} auf t_{we} abgekühlt werden soll, zu entziehende, also vom Kühlmittel aufzunehmende Wärme ist:

$$C = F_w \, \sigma_w (t_{wa} - t_{we}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (225)$$

und die zur Uebertragung dieser Wärme erforderliche Kühlfläche:

$$H_k = \frac{C}{k_k \, \vartheta_m} = \frac{C}{\frac{200}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f1}}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f2}}}} \, \vartheta_m} \quad . \quad (226)$$

Nehmen wir an, dass in der warmen Flüssigkeit zu jeder Zeit überall eine gleichmässige Temperatur herrsche (dass also alle

ihre Theile gleichmässig an der Abkühlung theilnehmen), so verringert sich die mittlere Temperatur-Differenz zwischen ihr und dem Kühlmittel, das sich von seiner konstanten Anfangs-Temperatur auf eine im Laufe der Operation abnehmende End-Temperatur erwärmt, stetig.

Aus der grössten Temperatur-Differenz zwischen der warmen Flüssigkeit und dem Kühlmittel am Anfang, ϑ_{a1} und ϑ_{e1} ergiebt sich die mittlere Temperatur-Differenz des Anfangs: ϑ_{ma}. Aus der grössten und kleinsten Temperatur-Differenz am Ende ϑ_{a2} und ϑ_{e2} ergiebt sich die mittlere Temperatur-Differenz des Endes: ϑ_{me}.

Aus den beiden mittleren Temperatur-Differenzen, am Anfang und am Ende ϑ_{ma} und ϑ_{me}, bildet sich die wahre mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m für die ganze Operationsperiode.

Mit Hülfe der Tabelle 1 ergiebt $\frac{\vartheta_{e1}}{\vartheta_{a1}}$ die mittlere Temperatur-Differenz des Anfangs: $\vartheta_{ma} = \alpha\,\vartheta_{a1}$, ebenso ergiebt $\frac{\vartheta_{e2}}{\vartheta_{a2}}$ die mittlere Temperatur-Differenz des Endes: $\vartheta_{me} = \beta\,\vartheta_{a2}$, und endlich ergiebt $\frac{\vartheta_{me}}{\vartheta_{ma}}$ die wahre mittlere Temperatur-Differenz:

$$\vartheta_m = \gamma\,\vartheta_{ma} = \gamma \cdot \alpha \cdot \vartheta_{a1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (227)$$

Ist die wahre mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m gefunden, und auf einfache bekannte Weise auch die mittlere Temperatur der warmen Flüssigkeit t_m dargestellt, so findet man durch Subtraktion dieser Zahlen ($t_m - \vartheta_m = t_{ke}$) die mittlere Ablauf-Temperatur des Kühlwassers t_{ke} und aus dessen mittlerer Temperatur-Erhöhung $t_{ke} - t_{ka} = t_{\xi m}$ und der zu entziehenden Wärmemenge C das erforderliche Kühlwassergewicht:

$$W = \frac{C}{t_{\xi m}} = \frac{C}{t_{ke} - t_{ka}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (228)$$

Richten wir es nun so ein, dass die Verhältnisse $\frac{\vartheta_{e1}}{\vartheta_{a1}} = \frac{\vartheta_{e2}}{\vartheta_{a2}}$ einander gleich sind, d. h. dass $\alpha = \beta$ ist, so vereinfacht sich die Rechnung und Betrachtung. Wir nehmen daher auch für das Folgende an, dass das Verhältniss der Temperatur-Differenzen am Anfang gleich sei dem Verhältniss der Temperatur-Differenzen am Ende, was ja auch ein ganz guter und natürlicher Zustand ist.

Zur Bestimmung der nöthigen Heizfläche fehlt nun noch die Kenntniss der **Flüssigkeits- und Kühlwassergeschwindigkeiten** v_{f1} und v_{f2}. Die erstere darf man, wenn kein Rührwerk vorhanden ist, bei günstiger Anordnung der Kühlfläche etwa $= v_{f_1} = 0{,}02$ annehmen.

Soll ein Rührwerk im Kühlgefäss angebracht werden, so mag man es so anordnen, dass es der Masse eine Geschwindigkeit von 1 m oder etwas darüber, aber nicht mehr als 3 m ertheilt.

Die Geschwindigkeit des Kühlwassers, wenn es durch Rohre strömen soll, kann mit Hülfe der **Tabelle 65** bestimmt werden. Sie wird meistens nur sehr gering sein.

Beispiel. 2000 Liter Wasser in 1 Stunde von 80° auf 20° abzukühlen durch Wasser von 10°, das sich anfangs auf 60° erwärmen soll.

Die zu übertragende Wärmemenge ist:

$$C = 2000 \cdot (80 - 20) = 120000 \text{ WE.}$$

Die mittlere Temperatur-Differenz am Anfang ist nach Tabelle 1:

$$\left(\text{da } \frac{\vartheta_{e1}}{\vartheta_{a1}} = \frac{80-60}{80-10} = \frac{20}{70} = 0{,}286 \text{ ist}\right)$$

$$\vartheta_{ma} = 0{,}575 \cdot \vartheta_{a1} = 0{,}575 \cdot 70 = 40{,}25°.$$

Dieselbe am Ende ist:

$$\left(\text{da } \frac{\vartheta_{e2}}{\vartheta_{a2}} = \frac{\vartheta_{e1}}{\vartheta_{a1}} \text{ sein soll}\right)$$

$$\vartheta_{me} = 0{,}575 \cdot \vartheta_{a2} = 0{,}575\ (20 - 10) = 5{,}75°.$$

Die wahre mittlere Temperatur-Differenz ist daher:

$$\left(\text{da } \frac{\vartheta_{me}}{\vartheta_{ma}} = \frac{5{,}75}{40{,}25} = 0{,}143 \text{ ist}\right)$$

$$\vartheta_m = 0{,}575 \cdot 0{,}441 \cdot 70 = 17{,}7°.$$

Die mittlere Temperatur der Flüssigkeit ist:

$$\left(\text{weil } \frac{t_{we}}{t_{wa}} = \frac{20}{80} = 0{,}25 \text{ ist}\right)$$

$$t_m = 0{,}544 \cdot 80 = 43{,}52°.$$

Folglich die mittlere Ablauf-Temperatur des Kühlwassers:

$$t_{ke} = 43{,}52 - 17{,}7 = 25{,}82°$$

und dessen erforderliche Menge aus:

Tabelle 66.

Bei diskontinuirlicher (periodischer) Kühlung: Mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m. Mittlere Kühlwasser-Abfluss-Temperatur t_{ke}. Erforderliche Kühlwassermenge W und Kühlfläche H_k bei Geschwindigkeiten der Flüssigkeit von 1 m, des Kühlwassers von 0,1 m, um 100 kg Wasser in 1 Stunde zu kühlen.

Kühlwasser-Eintritts-Temperatur	Flüssigkeit zu kühlen		Kühlwasser-Ablauf-Temperatur am		Mittlere Temperatur-Differenz	Mittlere Kühlwasser-Ablauf-Temperatur	Erforderliches Kühlwasser für 100 kg z. kühl. Flüssigk.	Kühlfläche für $v_{f_1} = 1$ $v_{f_2} = 0{,}1$	Kühlwasser-Eintritts-Temperatur	Flüssigkeit zu kühlen		Kühlwasser-Ablauf-Temperatur am		Mittlere Temperatur-Differenz	Mittlere Kühlwasser-Ablauf-Temperatur	Erforderliches Kühlwasser für 100 kg z. kühl. Flüssigk.	Kühlfläche für $v_{f_1} = 1$ $v_{f_2} = 0{,}1$
	von	auf	Anfang	Ende						von	auf	Anfang	Ende				
t_{ka}	t_{wa}	t_{we}			ϑ_m	t_{ke}	W	H_k	t_{ka}	t_{wa}	t_{we}			ϑ_m	t_{ke}	W	H_k
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kg	qm	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kg	qm
10	100	80	80	64,5	41	48,6	52	0,12	10	70	30	60	26,7	16,8	30,8	192	0,60
„	„	80	60	49	54,9	34,7	81	0,09	„	„	30	50	23,3	22,2	25,4	260	0,44
„	„	60	80	49	35	43,6	119	0,28	„	„	20	60	18,3	12,6	27,3	290	1,00
„	„	60	60	38	46,8	31,8	183	0,21	„	„	20	50	16,7	16,8	23,1	382	0,73
„	„	40	80	33,3	28,8	36,9	223	0,50	15	70	50	60	43,3	21,1	38,4	70	0,23
„	„	40	60	26,6	38	27,7	339	0,40	„	„	50	50	37,3	29	30,5	98	0,17
„	„	20	80	17,8	18	32	363	1,09	„	„	30	60	27,3	14,5	33,1	173	0,68
„	„	20	60	15,6	24,5	25,5	516	0,80	„	„	30	50	24,5	20	27,6	228	0,49
15	100	80	80	64,7	39,5	50,1	57	0,122	„	„	20	60	19	10,3	29,6	255	1,20
„	„	80	60	49,4	52	37,6	88,5	0,095	„	„	20	50	18	14	25,9	315	0,87
„	„	60	80	49,4	32,3	46,3	128	0,30	10	60	40	50	34	19,6	29,6	102	0,25
„	„	60	60	38,8	43,3	35,3	200	0,23	„	„	40	40	28	25,9	23,3	150	0,18
„	„	40	80	34	25,5	40,2	238	0,58	„	„	20	50	18	12,5	24,7	272	0,80
„	„	40	60	28,3	34	31,7	360	0,43	„	„	20	40	16	16,5	20,7	374	0,49
„	„	20	80	18,8	14,4	35,6	390	0,36	15	60	40	50	34,4	17,5	31,7	120	0,28
„	„	20	60	17,6	19,5	30,5	516	1,00	„	„	40	40	28,9	23	26,2	178	0,22
10	80	60	60	45,7	33,3	32,3	90	0,15	„	„	20	50	18,9	9	28,2	303	1,10
„	„	60	40	31,4	45	20,6	195	0,11	„	„	20	40	17,2	12,4	24,8	408	0,80
„	„	40	60	31,4	26,3	31,6	281	0,37	10	50	30	40	25	15,7	23,6	147	0,31
„	„	40	40	23	35	22,9	311	0,28	„	„	30	30	20	20,9	18,4	238	0,24
„	„	20	60	17,4	17,5	26	375	0,83	„	„	20	40	17,5	11,8	21,0	273	0,63
„	„	20	40	19,4	23,3	20,2	590	0,63	„	„	20	30	15	15,7	19,1	330	0,48
15	80	60	60	46	37	28,6	147	0,14	15	50	30	40	25	13,6	25,7	190	0,36
„	„	60	40	32	42,9	22,7	220	0,12	„	„	30	30	21,4	17,9	21,4	315	0,28
„	„	40	60	32,3	24,7	33,2	220	0,40	„	„	20	40	18,6	8,9	23,9	339	0,83
„	„	40	40	24,6	38	20	817	0,27	„	„	20	30	17,1	12,1	20,7	526	0,61
„	„	20	60	18,4	13,7	29,8	405	1,08	10	40	20	30	16,7	11	17,9	253	0,45
„	„	20	40	17	18,9	24,6	625	0,80	„	„	20	20	13,3	15	13,9	513	0,33
10	70	50	60	43,4	22,6	36,9	74,3	0,22	15	40	20	30	18	8,3	20,6	355	0,60
„	„	50	50	26,7	30	29,5	103	0,16	„	„	20	20	16	11,2	17,7	741	0,44

$$W\,(25{,}82 - 10) = 2000\,(80 - 20) = 120000$$

$$W = 7520 \text{ Liter.}$$

Soll das Wasser mit 0,1 m Geschwindigkeit durch das Rohr gehen und soll die zu kühlende Flüssigkeit durch das Rührwerk mit 1 m Geschwindigkeit an der Kühlfläche vorbeigetrieben werden, so ist nach Tabelle 63: $k_k = 408$.

Die erforderliche Kühlfläche ist daher:

$$H_k = \frac{C}{k_k\,\vartheta_m} = \frac{120000}{408 \cdot 17{,}7} = 16{,}7 \text{ qm.}$$

Da die Geschwindigkeit im Rohr 0,1 m betragen soll, so kann die Heizfläche bestehen aus:

1	Rohr	von	160	mm	Durchmesser	und	33,4	m	Länge, oder
4	Rohren	„	80	„	„	„	16,7	„	„ „
8	„	„	57	„	„	„	11,7	„	„ „
16	„	„	40	„	„	„	8,4	„	„

In der Tabelle 66 sind für einige Fälle die erwünschten Daten zusammengetragen.

Beobachtung. Es wurden in dem Maisbottich einer Brennerei mit 8,4 qm Kühlfläche in messingenen Rohren von 45 mm i. 48 mm ä. Durchmesser in 105 Minuten 3000 Liter Maische von 62,5° auf 16,25° abgekühlt durch 9632 Liter Kühlwasser (in 1 Minute 91,73 Liter) von 10,62°, das sich dabei anfangs auf 50°, am Ende auf 13,4° erwärmte.

Die durchschnittliche Geschwindigkeit des Wassers im Kühlrohr war 0,877 m, diejenige der Maische an der Kühlfläche vorüber ca. 0,85 m pro Sekunde. (Bottich 2300 mm Durchmesser, Rührwerk 30 Touren pro 1 Minute, daher seine mittlere Geschwindigkeit = 1,7 m. Die Bewegung der mitgeführten Maische wird halb so gross angenommen.) Die Maische verlor: 3000 (62,5 — 16,25) = 138750 Kalorien. Das Wasser gewann: 9632 · 12,1 = 116547 Kalorien. Die Differenz: 138750 — 116547 = 22203 Kalorien ist durch Strahlung und Verdampfung verloren gegangen.

Die mittlere Temperatur-Differenz war: $\vartheta_m = 12{,}03°$ und hieraus ergiebt sich der beobachtete Transmissions-Koefficient:

$$k_k = \frac{C}{H_k \cdot \vartheta_m\, z_h} = \frac{116547}{8{,}4 \cdot 12{,}1 \cdot \frac{105}{60}} = 655 \text{ Kal.}$$

Der berechnete Transmissions-Koefficient ist:

$$k_k = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_1}}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_2}}}}$$

$$= \frac{200}{\frac{1}{1 + 6 \cdot \sqrt{0{,}877}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{0{,}85}}} = 656 \text{ Kalorien,}$$

was genau genug stimmt.

Die nachfolgende Tabelle zeigt das Bild des Versuchs:

Nach Minuten	Maisch-Temp. t_{we}	Wasser-Ablauf-Temp. t_{ke}	Temperatur-Differenzen am Auslauf ϑ_e	am Einlauf ϑ_a	einzelne mittlere	ganze mittlere ϑ_m	Wassererwärmung im Einzeln.	im Mittel
0	62,5	50	12,5	51,9	28		39,4	
5	56,25	41,25	15	45,65	27	5 · 27,5	30,65	5 · 35,2
11	50	36,25	13,75	39,4	24,6	6 · 25,8	25,65	6 · 28,15
17	43,75	31,25	12,5	33,15	21,1	6 · 22,6	20,65	6 · 23,15
25	37,5	27,5	10	26,9	17,4	8 · 19,6	16,9	8 · 18,77
33	31,25	22,5	8,75	20,65	13,58	8 · 15,5	11,9	8 · 14,4
58	25	20	5	14,4	9,21	25 · 11,25	9,9	25 · 10,9
64	22,5	18,5	4	11,9	7,1	5 · 8,15	7,9	6 · 8,9
74	20	16,25	3,75	9,4	6,18	10 · 6,95	5,65	10 · 6,77
90	17,5	14,4	3,1	6,9	4,9	16 · 5,5	3,8	16 · 4,73
105	16,25	13,4	2,85	5,65	4,1	15 · 4,5	2,8	15 · 3,3
						$\frac{1263}{105} = 12{,}03°$		$\frac{1267}{105} = 12{,}1°$

E. Riesel-Kühler.

Manche heisse Flüssigkeiten werden auf die Weise gekühlt, dass sie frei an der Atmosphäre über metallene Flächen, auf deren andrer Seite kaltes Wasser fliesst, herabrieseln. Diese Apparate nennt man Rieselkühler. Ihre Kühlflächen bestehen aus geraden oder gebogenen über einander angeordneten Rohren von rundem oder ovalem, oder angenähert dreieckigem Querschnitt; seltener wählt man dafür ebene, vertikale oder geneigte Flächen oder vertikale Rohre.

Die Geschwindigkeit, mit der die Flüssigkeit an der Kühlfläche herabrinnt, ist verschieden; sie wächst mit der Glätte der Fläche, der Fallhöhe der rieselnden Masse und mit der Flüssigkeits-

menge, die in der Zeiteinheit über 1 m der Apparat-Länge geht, d. h. mit der Dicke der fliessenden Schicht. Sie nimmt ab mit der Neigung der Flächen gegen den Horizont und mit der Konsistenz, Zähigkeit oder Schwerflüssigkeit der Masse.

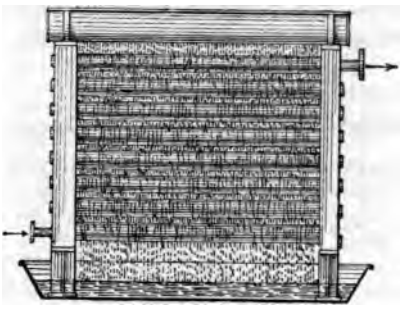


Fig. 20.

Fig. 21.

An ebenen vertikalen Flächen, deren Höhe

1	2	3	4 m beträgt,

ist die mittlere Geschwindigkeit herabfliessenden Wassers bei glatter Wand ungefähr:

0,5 bis 0,7	0,6 bis 0,9	0,8 bis 1,1	0,9 bis 1,3 m

Die Flüssigkeitsmenge, welche in 1 Stunde über 1 m Länge der Kühlfläche herabfliesst, kann bei grösseren Apparaten grösser als bei kleineren sein. Bei solchen, die in 1 Stunde kühlen sollen:

100	300	500	800	1000	2000	3000 Liter u. mehr

mögen über einen Längenmeter in 1 St. fliessen

125	300	390	420	550	700	800 Liter.

Das Kühlwasser tritt unten ein und oben aus. Es ist vortheilhaft, dasselbe mit ziemlicher Geschwindigkeit durch die Kühlrohre zu treiben; bei kleineren Apparaten durchströme es die Rohre mit etwa 0,500 m, bei grossen mit 1,0 m und mehr.

Die Kühlwirkung dieser Konstruktionen ist meistens eine sehr gute, weil die dünne Flüssigkeitsschicht die Wärmeaufnahme sehr begünstigt, weil die Geschwindigkeit beider Flüssigkeiten, der

Tabelle 67.

Erforderliche Kupfer- oder Messing-Kühlfläche H_k in qm und nöthiges Kühlwasser W in Litern für Reesel-Kühler, um in 1 Stunde $F_w = 100$ kg wässriger Flüssigkeit von $t_{wa} = 100°$ bis 30° auf $t_{we} = 30°$ bis 3° durch Kühlwasser von $t_{ka} = 2°$ bis 15° abzukühlen.

Ursprüngliche Temperatur der zu kühlenden Flüssigkeit t_{wa}	Temperatur des ablaufenden Kühlwassers t_{ka}		Ursprüngliche Temperatur des Kühlwassers t_{ka}									
			2°	5°			10°			15°		
			Temperatur der gekühlten Flüssigkeit t_{we}									
			3°	6°	10°	20°	11°	15°	25°	16°	20°	30°
100°	90°	ϑ_m =	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40
		H_k =	**2,50**	**2,42**	**1,26**	**0,646**	**2,26**	**1,18**	**0,604**	**2,16**	**1,11**	**0,56**
		W =	111	111	107	94,2	112	107	94	112	106	94
	80°	ϑ_m =	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		H_k =	**1,55**	**1,48**	**0,83**	**0,460**	**1,40**	**0,78**	**0,43**	**1,33**	**0,74**	**0,40**
		W =	115	125	120	107	128	122	108	130	123	108
	60°	ϑ_m =	10,56	10,56	16,96	25,60	10,56	16,96	25,60	10,56	16,96	25,60
		H_k =	**0,92**	**0,90**	**0,53**	**0,31**	**0,84**	**0,50**	**0,29**	**0,8**	**0,48**	**0,27**
		W =	168	171	164	146	178	170	150	187	179	155
80°	70°	ϑ_m =	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40
		H_k =	**1,98**	**1,82**	**0,97**	**0,49**	**1,62**	**0,89**	**0,45**	**1,61**	**0,83**	**0,45**
		W =	114	114	108	93	115	109	92	116	110	90
	60°	ϑ_m =	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		H_k =	**1,22**	**1,21**	**0,65**	**0,36**	**1,09**	**0,60**	**0,34**	**1,01**	**0,56**	**0,34**
		W =	133	129	121	104	140	130	110	144	133	110
	40°	ϑ_m =	10,56	10,56	16,96	25,60	10,56	16,96	25,60	10,56	16,96	25,60
		H_k =	**0,73**	**0,70**	**0,41**	**0,35**	**0,69**	**0,38**	**0,22**	**0,60**	**0,36**	**0,20**
		W =	200	212	200	171	230	217	184	260	240	200
60°	50°	ϑ_m =	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40
		H_k =	**1,46**	**1,40**	**0,70**	**0,33**	**1,73**	**0,63**	**0,28**	**1,15**	**0,56**	**0,25**
		W =	119	120	110	90	123	112	88	126	114	89
	40°	ϑ_m =	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		H_k =	**0,90**	**0,84**	**0,46**	**0,20**	**0,80**	**0,42**	**0,20**	**0,72**	**0,37**	**0,20**
		W =	150	150	143	90	163	150	117	180	160	120
50°	40°	ϑ_m =	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,94	12,40	3,91	7,24	12,40
		H_k =	**1,24**	**1,15**	**0,56**	**0,24**	**0,99**	**0,48**	**0,22**	**0,80**	**0,42**	**0,17**
		W =	124	124	114	89	130	117	83	136	120	80
	30°	ϑ_m =	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		H_k =	**0,74**	**0,71**	**0,37**	**0,20**	**0,61**	**0,32**	**0,17**	**0,55**	**0,28**	**0,12**
		W =	170	178	160	120	195	175	125	226	200	133
40°	30°	ϑ_m =	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40
		H_k =	**0,90**	**0,80**	**0,42**	**0,16**	**0,75**	**0,35**	**0,12**	**0,65**	**0,28**	**0,09**
		W =	132	136	120	80	145	125	75	160	133	66

Ursprüngliche Temperatur der zu kühlenden Flüssigkeit	Temperatur des ablaufenden Kühlwassers		Ursprüngliche Temperatur des Kühlwassers t_{ka}									
			2°	5°			10°			15°		
			Temperatur der gekühlten Flüssigkeit t_{we}									
t_{wa}	t_{ka}		3°	6°	10°	20°	11°	15°	25°	16°	20°	30°
40°	20°	ϑ_m =	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		H_k =	**0,61**	**0,45**	**0,28**	**0,12**	**0,45**	**0,35**	**0,09**	**0,40**	**0,19**	**0,06**
		W =	200	227	200	133	290	250	150	480	400	200
30°	25°	ϑ_m =	2,5	2,5	5,0	9,0	2,5	5	9	2,5	5	—
		H_k =	**1,09**	**0,97**	**0,40**	**0,12**	**0,77**	**0,30**	**0,06**	**0,57**	**0,2**	—
		W =	118	120	100	50	180	100	33	140	100	—
	20°	ϑ_m =	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	—
		H_k =	**0,70**	**0,64**	**0,28**	**0,09**	**0,49**	**0,21**	**0,05**	**0,25**	**0,15**	—
		W =	150	160	133	67	190	150	50	280	200	—

kühlenden und der gekühlten, hier grösser, als bei Gefässkühlern sein kann, weil die Luft durch eigene Erwärmung und durch Verdunstung die Kühlung befördert, und weil die leichte Zugänglichkeit der Flächen sie stets rein und wirkungsvoll zu erhalten erlaubt. Ein kleiner Betrag der Wärme wird auch durch Ausstrahlung beseitigt.

Meistens werden die Rieselkühler in Fabrikräumen aufgestellt und selten wird, um die Wirkung zu verstärken, künstlich Luft über die Flächen geblasen. Die umgebende Luft steigt vielmehr langsam an der Flüssigkeit empor, bei kleinen Kühlern und kälteren Flüssigkeiten mit etwa 0,2—0,3 m, bei höheren Apparaten und wärmeren Flüssigkeiten mit etwa 1 m. Sie erwärmt sich etwa proportional mit der Temperatur der zu kühlenden Flüssigkeit und nimmt entsprechend ihrer Erwärmung und ihrem ursprünglichen Feuchtigkeitsgehalt Wasser auf, ähnlich, wie es bei der Wasserkühlung beschrieben wird. Die Flüssigkeit verliert durch Verdunstung, je nach den Umständen etwa 1—3% ihres Gewichtes.

Da zuverlässige, experimentell gewonnene Zahlen über die Lufterwärmung und ihre Verdunstungsleistung bei diesen Konstruktionen nicht zur Verfügung stehen, so müssen wir darauf verzichten, durch Rechnung zu bestimmen, welche Wärmemenge von der Luft, und welche vom Kühlwasser einzeln bei Rieselkühlern aufgenommen wird. Es scheint, dass die Wärmeaufnahme der Luft etwa pro-

portional der mittleren Temperatur-Differenz zwischen Wasser und Luft stattfinde.

Je wärmer die zu kühlende Flüssigkeit auf den Apparat kommt, desto erfolgreicher arbeitet er, weil dann durch Verdunstung ziemlich viel Wärme gebunden wird. Es ist von erheblicher Bedeutung für die Leistung, dass die Flüssigkeit ruhig, ohne zu spritzen, über die ganze Oberfläche herabrinnt. Es wird angegeben, dass in diesem Fall der Transmissions-Koefficient $k_k = 1000$ betrage. Auch der Feuchtigkeitsgehalt der umgebenden Luft beeinflusst die Wirkung.

Beobachtungen. 1. Rieselkühler 13,5 qm kühlte stündlich 2600 Liter Bier von 70° auf 13° durch Kühlwasser von 10°, das mit 33° abfloss. Dies ergiebt: $k_k = 800$°.

2. Rieselkühler 13,5 qm kühlte stündlich 3500 Liter Bier von 70° auf 18° durch Kühlwasser von 15°, das mit ca. 40° abfloss. Dies ergiebt: $k_k = 1010$.

3. Rieselkühler 20 qm (16 Rohre 55 ä. Drm — 4200 lang = 11,5 qm mit Wasser von 8,75° — 25° gespeist, + 12 Rohre dito = 8,66 qm mit Eiswasser von 1°—7,5° gespeist) kühlte stündlich 6000 Liter Bier von 43,7° auf 6° ab. (Biertemperatur am Abfluss des Eiswassers = 14,1°). Dies ergiebt für die 11,5 qm $k_k = 1000$ — für die 8,66 qm $k_k = 670$.

Aus diesen und einigen anderen hier nicht mitzutheilenden Beobachtungen darf man für die Bestimmung der erforderlichen Kühlfläche von Rieselkühlapparaten annehmen

$$k_k = 1000 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (229)$$

und hieraus würde dann die zur Kühlung von C Kalorien nöthige Fläche folgen:

$$H_k = \frac{C}{1000 \cdot \vartheta_m \, z_h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (230)$$

Diese Gleichung gilt für Kupfer- oder Messing-Kühlrohre, für Wasserkühlung und dünne, warme Flüssigkeiten.

Ist die ursprüngliche Temperatur der Flüssigkeit niedrig, etwa unter 15°, so darf nur etwa angenommen werden:

$$k_k = 700 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (231)$$

Besteht die Kühlfläche aus Eisen, so ist für warme Flüssigkeit:

$$k_k = 800$$

Ist die zu kühlende Masse etwas dicker wie Wasser, so ist H_k um etwa 20% zu vergrössern. Hiernach ist die Tabelle 67 zusammengestellt, die ohne Erklärung deutlich ist.

Beispiel. Es sollen in 1 Stunde $F_w = 1000$ kg Wasserflüssigkeit von $t_{wa} = 80°$ auf $t_{we} = 17°$ abgekühlt werden. Das Kühlwasser hat $t_{ka} = 15°$ und soll mit $t_{ke} = 60°$ abfliessen.

Dann ist $z_h = 1$

$C = F\,(t_{wa} - t_{we}) = 1000\,(80 - 17) = 63000$ WE.

Die grösste Temperatur-Differenz ist: $\vartheta_a = 80° - 60° = 20°$.

Die kleinste „ „ „ $\vartheta_e = 17° - 15° = 2°$.

Da also $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{2}{20} = 0{,}1$ ist, folgt aus Tabelle 1

$$\vartheta_m = 0{,}391 \cdot 20 = 7{,}88°$$

Demnach ist die erforderliche Kühlfläche:

$$H_k = \frac{C}{k_k\,\vartheta_m\,z_h} = \frac{63000}{1000 \cdot 7{,}88 \cdot 1} = 8 \text{ qm}$$

Das nöthige Kühlwassergewicht W ergiebt sich aus:

$$C = W\,(t_{ke} - t_{ka}) = W\,(60 - 15)$$

$$W = 1400 \text{ Liter.}$$

F. Die Kühlung durch Berührung mit Metallflächen, die von kalter Luft bestrichen werden.

Hierüber ist im Abschnitt XX B. 2 (Seite 276) berichtet worden.

G. Das Kühlen des Wassers durch Luft.

Zum Kühlen grösserer Mengen heissen Wassers bedient man sich meistens der Methode, das Wasser mit möglichst grosser Oberfläche der ruhenden oder bewegten Luft darzubieten. Man lässt das Wasser in flachen Teichen mit grosser Oberfläche stehen oder durch flache, lange Kanäle fliessen; man lässt es in Schleiern über Terrassen herabströmen oder an flachen, vertikalen oder geneigten Wänden herabrieseln. Auch in Form von Tropfen und Strahlen fällt es wie im Gradirwerk herab oder wird durch Düsen, fein vertheilt, emporgeschleudert, um als Staub herabzusinken.

Die kühlende Luft bewegt sich dabei mit ihrer natürlichen Geschwindigkeit oder künstlich angetrieben über das Wasser hinweg. Man erstrebt stets bei diesen Einrichtungen, möglichst viel Luft mit möglichst viel fein vertheiltem Wasser in direkte Berührung zu bringen.

Die kalte Luft wirkt in zweifacher Weise kühlend auf das warme Wasser ein: erstens direkt dadurch, dass sie zu ihrer eigenen Erwärmung dem Wasser Wärme entzieht. Hat die atmosphärische Luft bei ihrer ersten Berührung mit dem Wasser die Temperatur t_{la} und verlässt sie es mit t_{le}, so nehmen L kg Luft aus dem Wasser:

$$C_\varepsilon = L \cdot 0{,}2375 \cdot (t_{le} - t_{la}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (232)$$

Kalorien zur eigenen Erwärmung auf.

Zweitens kühlt die Luft das Wasser dadurch, dass sie einen Theil desselben zum Verdampfen bringt. Die fast nie mit Wasserdampf ganz gesättigte atmosphärische Luft nimmt gern noch davon auf, besonders wenn sie, wie es hier durch das Wasser geschieht, erwärmt wird.

Ueber die von der Luft aufnehmbare Wassermenge und einige andere hier interessirende Fragen findet sich Näheres in unserem Buch: „Das Trocknen mit Luft und Dampf", Julius Springer, Berlin, 1898, aus dem auch die für das Folgende nöthigen Zahlenangaben entnommen sind.

Enthält 1 kg Luft vor der Berührung mit dem Wasser d_a kg Dampf und beim Verlassen des Wassers d_e kg, so hat dieses 1 kg Luft während der Berührung: $(d_e - d_a)$ kg Wasserdampf aufgenommen. War die Wassertemperatur im Mittel t_{wm}, so sind dem Wasser zur Verdampfung dieses von 1 kg Luft entführten Gewichts:

$$C_v = L\ (d_e - d_a)\ (640 - t_{wm}) \quad . \quad . \quad . \quad (233)$$

Kalorien entzogen worden.

Im Ganzen führen also L kg Luft:

$$C_k = C_\varepsilon + C_v = L\ [0{,}2375\ (t_{le} - t_{la}) + (d_e - d_a)\ (640 - t_{wm})] \quad (234)$$

Kalorien aus dem Wasser fort.

Wenn W kg Wasser von der Temperatur t_{wa} auf die Temperatur t_{we} abgekühlt werden sollen, so sind dazu W $(t_{wa} - t_{we})$ Kalorien erforderlich und die Hauptgleichung lautet:

$$C_k = C_\varepsilon + C_v = W\,(t_{wa} - t_{we}) =$$
$$= L\,[0{,}2375\,(t_{\ell e} - t_{\ell a}) + (d_e - d_a)\,(640 - t_{wm})] \quad \textbf{(235)}$$

Die Temperatur der Aussenluft $t_{\ell a}$ ist sehr schwankend, und ebenso ist es ihr Feuchtigkeitsgehalt, auch Temperatur und Feuchtigkeit der abgehenden Luft sind veränderlich, und die Temperatur des zu kühlenden Wassers ist in jedem Fall eine andere. Um nun wenigstens zu einem Ueberblick über die jeweiligen Umstände und Wirkungen in den so ungemein veränderlichen verschiedenen Fällen zu kommen, haben wir die Tabelle 68 berechnet für Temperaturen der atmosphärischen Luft von $t_{\ell a} = -20^0$ bis $+30^0$ und der abgehenden Luft von $t_{\ell e} = 5^0$ bis 40^0.

Für die Tabelle 68 wurde die zum Verdunsten vom 1 kg Wasser erforderliche Wärme, vielleicht etwas knapp, zu 600 Kalorien angenommen. Ferner ist ihr die Annahme zu Grunde gelegt, dass die atmosphärische Luft bei ihrer jeweiligen Temperatur mit Wasser ganz gesättigt sei, dass sie aber die Kühlanlage bei Temperaturen von $5-40^0$ nur $^3/_4$ gesättigt verlässt. Die Werthe von d_a und d_e, die den Wassergehalt in 1 kg Luft angeben, wurden aus den Tabellen I und III des oben genannten Buches entnommen.

Die Tabelle 68 zeigt in den Zeilen 1, wieviel Wärmeeinheiten 1 kg Luft durch eigene Erwärmung aus dem Wasser aufnimmt $[= 0{,}2375\,(t_{\ell e} - t_{\ell a})]$ und in den Zeilen 2, wieviel Kalorien dasselbe kg Luft durch theilweise Verdunstung des Wassers diesem entzieht $[= (d_e - d_a)\,(600 - t_{wm})]$. Die Summe dieser beiden Zeilen würde dann lehren, wieviel Kalorien 1 kg Luft im Ganzen dem Wasser entführt.

Die Zeilen 3 geben das Verhältniss der Wärmeaufnahme durch Lufterwärmung zu derjenigen durch Verdunstung.

Die vierten Zeilen nennen das erforderliche Luftgewicht L, um dem Wasser 1000 Kalorien abzunehmen.

Beispiel. Berührt die Luft das Wasser mit 0^0 und verlässt sie es mit 20^0, so ist das Verhältniss der durch eigene Erwärmung zu der durch Verdunstung entzogenen Wärme nach Spalte 7, Zeile 3 $= 0{,}527 : 0{,}473$.

Sollen im Ganzen 1000 Kalorien abgeführt werden, so muss die Luft davon durch eigene Erwärmung: $C_\varepsilon = 1000 \cdot 0{,}527 = 527$ WE, durch Verdunstung: $C_v = 1000 \cdot 0{,}473 = 473$ WE aufnehmen.

Nun ist nach Gleichung (232):

Tabelle 68.

Wärmeaufnahme von 1 Kilo Luft durch eigene Erwärmung C_ε und Verdunstung C_v. Welcher Theil der ganzen Wärmeaufnahme durch Erwärmung $\frac{C_\varepsilon}{C_\varepsilon + C_v}$ und welcher durch Verdunstung $\frac{C_v}{C_\varepsilon + C_v}$ geschieht. Erforderliches Luftgewicht L und Volumen V_{ta}, sowie Wasserverdunstung für je 1000 Kal. Wärmeentziehung.

Bei Temperaturen der atmosphärischen ganz gesättigten Luft von − 20 bis + 30°, und Temperaturen der abgehenden ¾ gesättigten Luft von 5 bis 40°.

Zeile	Temp. d. atm. Luft t_{ta}		Temperatur der abgehenden Luft t_{te} 5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
1	− 20	$(t_{te} - t_{ta})$ 0,2375 =	5,94	7,12	8,30	9,50	10,68	11,78	12,9	14,22
2	für 1 Kilo Luft	$(d_e - d_a)$ $(640 - t_w)$ =	2,04	3,006	4,38	6,16	8,4	11,86	15,78	20,68
3		durch Erwärmung	0,744	0,704	0,659	0,607	0,562	0,490	0,449	0,407
		„ Verdunstung	0,256	0,296	0,346	0,393	0,438	0,510	0,551	0,593
4	für 1000 WE	Luftgewicht . . L =	125	100	80	64	53	42	35	29
5		Luftvolumen . V_{ta} =	90	70	57,6	46	38,2	30,2	25,2	21
6		Wasser verdunstet kg	0,422	0,501	0,584	0,656	0,747	0,828	0,953	0,995
1	− 15	$(t_{te} - t_{ta})$ 0,2375 =	4,75	5,94	7,125	8,30	9,50	10,68	11,78	12,9
2		$(d_e - d_a)$ $(640 - t_w)$ =	1,80	2,772	4,08	5,93	8,16	11,62	15,48	20,34
3		durch Erwärmung	0,725	0,682	0,635	0,583	0,539	0,479	0,432	0,389
		„ Verdunstung	0,275	0,318	0,365	0,417	0,461	0,521	0,568	0,611
4		Luftgewicht . . L =	153	115	90	70	57	45	37	30
5		Luftvolumen . V_{ta} =	112	84	65,7	51,2	41,7	33	27	22
6		Wasser verdunstet kg	0,457	0,521	0,622	0,692	0,780	0,870	0,966	1,019
1	− 10	$(t_{te} - t_{ta})$ 0,2375 =	3,57	4,75	5,94	7,125	8,30	9,54	10,68	11,775
2		$(d_e - d_a)$ $(640 - t_w)$ =	1,44	2,43	3,80	4,98	7,84	11,27	15,18	19,98
3		durch Erwärmung	0,700	0,661	0,610	0,572	0,514	0,458	0,413	0,370
		„ Verdunstung	0,300	0,339	0,390	0,428	0,486	0,542	0,587	0,630
4		Luftgewicht . . L =	200	139	103	80	62	48	39	31
5		Luftvolumen . V_{ta} =	149,5	104	76,9	59,8	46,3	35,9	29,1	23,1
6		Wasser verdunstet kg	0,484	0,562	0,653	0,745	0,780	0,903	0,985	1,034
1	− 5	$(t_{te} - t_{ta})$ 0,237 =	2,375	3,57	4,75	5,94	7,125	8,30	9,50	10,68
2		$(d_e - d_a)$ $(640 - t_w)$ =	0,96	1,95	3,21	4,51	7,35	10,78	14,65	19,33
3		durch Erwärmung	0,713	0,647	0,590	0,568	0,492	0,435	0,385	0,356
		„ Verdunstung	0,187	0,353	0,410	0,432	0,508	0,565	0,615	0,644
4		Luftgewicht . . L =	300	180	124	96	70	53	40	34
5		Luftvolumen . V_{ta} =	228	136	94,3	73	53	40,3	30,4	25,8
6		Wasser verdunstet kg	0,480	0,581	0,671	0,815	0,813	0,951	0,978	1,106
1	0	$(t_{te} - t_{ta})$ 0,2375 =	1,187	2,37	3,57	4,75	5,94	7,13	8,30	9,50
2		$(d_e - d_a)$ $(640 - t_w)$ =	0,162	1,14	2,52	4,26	6,55	9,96	13,87	18,73

Tabelle 68.

Zeile	Temp. d. atm. Luft t_{la}		Temperatur der abgehenden Luft t_{le}							
			5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
3	0	durch Erwärmung	0,880	0,675	0,586	0,527	0,475	0,418	0,374	0,336
		„ Verdunstung	0,120	0,325	0,414	0,473	0,525	0,582	0,626	0,664
4		Luftgewicht . . L =	746	284	165	111	81	60	45	35,5
5		Luftvolumen . V_{la} =	581	221	128,5	86,5	73	46,7	35	27,6
6		Wasser verdunstet kg	0,202	0,540	0,680	0,794	0,786	0,998	1,040	1,108
1	5	$(t_{le} - t_{la})$ 0,2375 =	—	1,187	2,37	3,57	4,75	5,94	7,125	8,30
2		$(d_e - d_a)$ $(640 - t_w)$ =	—	0,160	1,53	3,30	5,58	8,94	12,90	17,70
3		durch Erwärmung	—	0,885	0,608	0,518	0,458	0,400	0,356	0,319
		„ Verdunstung	—	0,115	0,392	0,482	0,541	0,600	0,644	0,681
4		Luftgewicht . . L =	—	750	252	145	99	67	50	38
5		Luftvolumen . V_{la} =	—	600	201	116	80	54	40	30,5
6		Wasser verdunstet kg	—	0,180	0,637	0,797	0,745	0,998	1,073	1,123
1	10	$(t_{le} - t_{la})$ 0,2375 =	—	—	1,187	2,37	3,57	4,75	5,94	7,13
2		$(d_e - d_a)$ $(640 - t_w)$ =	—	—	0,21	1,97	4,25	7,68	11,52	16,44
3		durch Erwärmung	—	—	0,854	0,546	0,457	0,382	0,340	0,325
		„ Verdunstung	—	—	0,146	0,454	0,543	0,618	0,660	0,675
4		Luftgewicht . . L =	—	—	720	230	129	80	57	44,4
5		Luftvolumen . V_{la} =	—	—	583	186,5	104,5	65	46,2	36
6		Wasser verdunstet kg	—	—	0,259	0,759	0,916	1,024	1,100	1,216
1	15	$(t_{le} - t_{la})$ 0,2375 =	—	—	—	1,18	2,37	3,57	4,75	5,94
2		$(d_e - d_a)$ $(640 - t_w)$ =	—	—	—	0,12	2,4	6,72	9,72	14,58
3		durch Erwärmung	—	—	—	0,902	0,495	0,347	0,328	0,290
		„ Verdunstung	—	—	—	0,098	0,505	0,653	0,672	0,710
4		Luftgewicht . . L =	—	—	—	765	208	97	69	49
5		Luftvolumen . V_{la} =	—	—	—	635	172,6	80,5	57,3	40,6
6		Wasser verdunstet kg	—	—	—	0,153	0,832	0,990	1,118	1,191
1	20	$(t_{le} - t_{la})$ 0,2375 =	—	—	—	—	1,187	2,37	3,57	4,75
2		$(d_e - d_a)$ $(640 - t_w)$ =	—	—	—	—	—	3,42	7,32	12,18
3		durch Erwärmung	—	—	—	—	—	0,409	0,327	0,281
		„ Verdunstung	—	—	—	—	—	0,591	0,673	0,719
4		Luftgewicht . . L =	—	—	—	—	—	172	90	59
5		Luftvolumen . V_{la} =	—	—	—	—	—	146	76,5	50
6		Wasser verdunstet kg	—	—	—	—	—	0,980	1,098	1,192
1	25	$(t_{le} - t_{la})$ 0,2375 =	—	—	—	—	—	1,18	2,375	3,57
2		$(d_e - d_a)$ $(640 - t_w)$ =	—	—	—	—	—	0,18	4,08	8,98
3		durch Erwärmung	—	—	—	—	—	0,869	0,369	0,284
		„ Verdunstung	—	—	—	—	—	0,131	0,631	0,716
4		Luftgewicht . . L =	—	—	—	—	—	730	156	80
5		Luftvolumen . V_{la} =	—	—	—	—	—	631	135	69,2
6		Wasser verdunstet kg	—	—	—	—	—	0,219	1,061	1,192

Tabelle 68.

Zeile	Temp. d. abgeh. Luft t_{le}		Temperatur der abgehenden Luft t_{le}							
			5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
1	3	$t_{le} - t_{la}$ 0,2375 =	—	—	—	—	—	—	1,187	2,37
2		$d_e - d_a$ 640 $- t_w$) =	—	—	—	—	—	—	—	4,56
3		durch Erwärmung	—	—	—	—	—	—	—	0,342
4		„ Verdunstung	—	—	—	—	—	—	—	0,658
5		Luftgewicht . . L =	—	—	—	—	—	—	—	145
6		Luftvolumen . V_{la} =	—	—	—	—	—	—	—	130
7		Wasser verdunstet kg	—	—	—	—	—	—	—	1,098

$$C_t = L \cdot 0{,}2375\ (t_{le} - t_{la}) = L \cdot 0{,}2375\ (20 - 0) = 527 \text{ WE}$$

und daher das dazu erforderliche Luftgewicht (Tab. 68, Sp. 7, Zeile 1):

$$L = \frac{527}{4{,}750} \cong 111 \text{ kg}.$$

[Zur Probe: Diese 111 kg Luft können, wenn die Luft bei 0° ganz und bei 20° nur $^3/_4$ gesättigt ist, thatsächlich die ihr zur Verdunstung zugemutheten $C_v = 1000 \cdot 0{,}473 = 473$ Kalorien aufnehmen, denn nach Tabelle I Siehe: Trocknen mit Luft) ist das von 1 Kilo Luft unter diesen Umständen aufnehmbare Wassergewicht gleich $d_e - d_a = 0{,}01103 - 0{,}00387 = 0{,}00716$ kg, daher saugen 111 Kilo:

$$111\ (d_e - d_a) = 0{,}79476 \text{ Kilo Wasser auf,}$$

wozu nach unserer Annahme $= 0{,}79476 \cdot 600 = 476{,}8 = C_v$ Kalorien gehören.]

Aus den Zeilen 5 kann man das Volumen V_t des Luftgewichts L bei der Aussentemperatur t_{la} ablesen.

Dies Luftvolumen ergiebt sich, wenn das Luftgewicht L durch das aus Tabelle I. Spalte 8 (Siehe: Trocknen mit Luft) ersichtliche Gewicht von 1 cbm trockener Luft bei der vorliegenden Temperatur dividirt wird.

Bei obigem **Beispiel** nehmen 111 kg Luft von 0° den Raum von $\frac{111}{1{,}288} = 86$ cbm ein.

Die Zeilen 6 geben dann noch das Dampfgewicht an, welches durch das gefundene Luftgewicht L aus dem Wasser verdunstet wird, das also bei Kühlanlagen etwa als Verlust zu betrachten ist, geltend für 1000 Kalorien Gesammt-Wärmeentziehung und bei

der Annahme, dass die Aussenluft ganz, die Abluft $^3/_4$ mit Wasser gesättigt sei.

Es wird oft vorkommen, dass die Aussenluft nicht ganz, die abgehende Luft mehr als $^3/_4$ gesättigt ist. In diesen Fällen nimmt 1 kg derselben mehr Wasser auf, als wir den Tabellen zu Grunde legten. Davon ist dann die Folge, dass zur Wasserkühlung weniger Luft verbraucht, dagegen mehr Wasser verdunstet wird. In vielen Fällen wird $\frac{1}{40}$ bis $\frac{1}{35}$ des zu kühlenden Wassers von der Luft entführt.

Um die Tabelle 68 zu gebrauchen, muss man zuerst ausrechnen, wieviel Kalorien dem heissen, zu kühlenden Wasser in 1 Stunde entzogen werden müssen, und dann giebt sie die Luftgewichte, Luftvolumina und die Wasserverdunstung für je 1000 Kalorien an.

Nun ist noch die Wasseroberfläche zu bestimmen, die von der Luft bestrichen werden muss, um die gewünschte Abkühlung zu erzielen.

Ist C_ε die dem Wasser durch Lufterwärmung — nicht durch Verdunstung — zu entziehende Wärme, O seine Oberfläche in Quadratmetern, z_h die Kühlzeit in Stunden, ϑ_m die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Wasser und Luft, k_ι der Transmissions-Koefficient, v_ι die Geschwindigkeit in Metern pro Sekunde, mit der die Luft über das Wasser streicht, so ist wie bekannt:

$$C_\varepsilon = z_h \cdot O \cdot k_\iota \cdot \vartheta_m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (236)$$

und die für Kühlung durch Luft erforderliche Wasseroberfläche:

$$O = \frac{C_\varepsilon}{z_h \, k_\iota \, \vartheta_m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (237)$$

Für Gradirwerke, in denen reichlich Tropfenbildung stattfindet, gelte der Transmissions-Koefficient:

$$k_\iota = 2 + 18 \sqrt{v_\iota}.$$

Für glatte berieselte Flächen:

$$k_\iota = 2 + 12 \sqrt{v_\iota} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(238)}$$

Für ganz ruhendes Wasser wird ein kleineres k_ι gelten müssen, nämlich:

$$k_\iota = 2 + 10 \sqrt{v_\iota} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(239)}$$

Die Luftgeschwindigkeit v_l in der Atmosphäre ist sehr veränderlich und kann bis 40 m betragen, aber, auch wenn kein Wind herrscht, ist sie meistens noch etwa 1,5 bis 2 m, man wird daher diese Zahl der Berechnung zu Grunde legen. In künstlichen, kaminartigen Kühlwerken, in denen die Luft durch ihre Erwärmung aufsteigt, bewegt sie sich mit etwa 3 m; wenn sie aber mit Ventilatoren durch die Kamine geblasen wird, so kann ihre Geschwindigkeit frei gewählt werden und sei dann 6—12 m. Die künstliche Bewegung der erforderlichen grossen Luftmengen ist nicht billig und wird daher selten angewandt.

Die frische Ventilatorluft wird man natürlich unten eintreten lassen, um Gegenstromwirkung zu erreichen.

Die mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m ist nach Abschnitt I, Tabelle 1 zu bestimmen.

Wie aus den dritten Zeilen der Tabelle 68 zu ersehen, ist die durch Lufterwärmung dem Wasser zu entziehende, im Verhältniss zu der ganzen abzugebenden Wärme unter der Voraussetzung, dass die atmosphärische Luft den Apparat gesättigt betritt und $^3/_4$ gesättigt verlässt, am kleinsten, wenn sich die Luft an dem Wasser um etwa 15^0 erwärmt.

Ist die atmosphärische Luft kalt, so wird auch die abgehende Luft kühl sein, und die Temperatur-Differenz zwischen Luft und Wasser ist dann gross. Ist hingegen die atmosphärische Luft warm, so tritt sie noch wärmer aus, und die mittlere Temperatur-Differenz ist dann viel geringer. Wie die Tabelle 68 lehrt, kann die Luft im ersten Fall mehr Wärme durch eigene Erwärmung, im zweiten Fall mehr durch Dampfbildung aufnehmen.

Der Luftverbrauch ist am geringsten, wenn sie recht kalt ein- und recht warm austritt. Die erforderliche Wasseroberfläche ist am kleinsten, wenn unbegrenzte Luftmassen über sie streichen. Soll die Luft in einem bestimmten Fall zu jeder Zeit die gleiche Temperatur-Erhöhung erfahren, so erfordert bei gleichen Wassertemperaturen niedrige Lufttemperatur mehr Luft und kleinere Oberfläche.

Naturgemäss erwärmt sich ursprünglich kalte Luft um mehr Grade als ursprünglich warme, daher ist der Luftverbrauch ungefähr konstant, aber von derselben Oberfläche nimmt die erstere mehr Wärme ab. Ceteris paribus, kühlt kalte Luft besser als warme.

Beispiel. Es seien in $z_h = 1$ Stunde 10000 kg Wasser von 40° auf 22° zu kühlen, wozu ihm $C_k = 10000 \cdot (40 - 22) = 180000$ Kalorien zu entziehen sind. Die Luft bewege sich mit 2 m. Sie habe einmal 0° und erwärme sich auf 25°, ein anderes Mal habe sie 20° und erwärme sich auf 35°, dann ist die Temperatur-Differenz zwischen Luft und Wasser:

1. Für Lufterwärmung von 0° auf 25°:

oben $\vartheta_a = 40° - 25° = 15°$, unten $\vartheta_e = 22° - 0° = 22°$.

Im Mittel nach Tabelle 1: $\left(\text{weil } \frac{15}{22} = 0{,}682 \text{ ist}\right)$

$$\vartheta_m = 0{,}44 \cdot 22 = 9{,}68°.$$

2. Für Lufterwärmung von 20° auf 35° ist die Temperatur-Differenz:

oben $\vartheta_a = 40° - 35° = 5°$, unten $\vartheta_e = 22° - 20° = 2°$.

Im Mittel nach Tabelle 1: $\left(\text{weil } \frac{2}{5} = 0{,}4 \text{ ist}\right)$

$$\vartheta_m = 0{,}658 \cdot 5 = 3{,}39°.$$

Im ersten Fall sind nach Tabelle 68 durch Lufterwärmung 0,475 von der Gesammtwärme zu entziehen: $C_e = 180000 \cdot 0{,}475 = 85500$ WE, im zweiten Fall: $C_e = 180000 \cdot 0{,}327 = 58860$ WE.

Es ist also bei kalt eintretender Luft die erforderliche Wasseroberfläche im Gradirwerk:

$$O = \frac{85500}{(2 + 18\sqrt{2})\, 9{,}68} \cong 300 \text{ qm},$$

bei warm eintretender Luft:

$$O = \frac{58860}{(2 + 18\sqrt{2}) \cdot 3{,}39} \cong 730 \text{ qm}.$$

Das nothwendige Luftgewicht ist im 1. Fall:

$$L = \frac{85500}{0{,}2375\,(25 - 0)} = 14400 \text{ kg (d. i} = 11250 \text{ cbm)}$$

im 2. Fall:

$$L = \frac{58860}{0{,}2375\,(35 - 20)} = 16900 \text{ kg (d. i} = 14360 \text{ cbm)}.$$

Die Oberfläche des der Luft dargebotenen Wassers muss möglichst oft und schnell wechseln, denn nach denselben Gesetzen, nach denen die Wärme nur langsam in den unbewegten Wasserkörper eindringt

(Abschnitt XX, 8, Tabelle 46), indem sie zwar die äusserste Oberfläche in geringer Tiefe schnell erwärmt, dann aber sehr langsam das Innere betritt, geht auch, wenn es erlaubt ist, diesen Ausdruck zu gebrauchen, die Kälte in den Wasserkörper. Die in der Tabelle 50 aufgeführten Zahlen gelten auch für die Temperatur-Erniedrigung der Wasserstrahlen, die von Stufe zu Stufe in eine kalte Luftströmung fallen.

Der günstigste Kühlapparat wird also immer ein gradirwerkartiger sein mit möglichst vielen niedrigen Stufen, über die die Luft schnell streicht, sei es seitlich, sei es durch einen Kamin nach oben gelockt. Die künstliche Beschleunigung der Luftbewegung durch Maschinen wird wohl nur in einigen seltenen Fällen vortheilhaft sein.

1000 Liter Wasser, die möglichst fein vertheilt 5 m herabfallen, bilden etwa 4—6 qm Oberfläche, aber diese reicht für ihre Kühlung nicht aus, der fehlende Theil wird auf andere Weise, etwa durch berieselte Flächen hergestellt, die reichlich bemessen werden müssen, da sie meistens nicht vollkommen benetzt sind.

Wir lassen noch einige, in Tabelle 69 zusammengestellte Beispiele von offenen Gradirwerken, durch welche die Luft frei streichen kann, folgen. Bei ganz freien Gradirwerken ohne Kamin ist günstiger Weise die Temperatur-Differenz grösser, aber die Luftbewegung etwas langsamer, als mit Kamin.

Beobachtung. 1. Durch ein Gradirwerk mit vielen Stufen, mit natürlichem Luftzutritt von $3 \cdot 12 = 36$ qm Grundfläche, 4800 mm Höhe, 322,5 qm berieselter Holzfläche wurden stündlich 22800 Liter Wasser von 50° auf 20° gekühlt, als die Luft mit 2,5° eintrat, und an den verschiedenen Stellen mit 8,5°, 14,5°, 20,5° abzog. Dem Wasser waren:

$$C_k = 22800 \cdot (50 - 20) = 684000 \text{ WE zu entziehen.}$$

1 kg gesättigte Luft von 2,5° kann 0,0046 kg Wasser enthalten
1 „ „ „ „ 8,5° „ 0,0069 „ „ „
1 „ „ „ „ 14,5° „ 0,0107 „ „ „
1 „ „ „ „ 20,5° „ 0,0153 „ „ „

Das Mittel der drei letzten Zahlen ist: 0,01096 kg.

Ist die von dem Gradirwerk abgehende Luft nur 80% gesättigt, so enthält 1 kg derselben: $0{,}01096 \cdot 0{,}8 = 0{,}008768$ kg Wasser.

1 kg Luft nimmt also durch Verdunstung auf: $0{,}008768 - 0{,}0046 = 0{,}00416$ kg Dampf $= 2{,}496$ WE.

Tabelle 69a.

Beispiele für direkte Kühlung des gut vertheilten Wassers durch Luft.

Es sollen 1000 kg Wasser stündlich gekühlt werden	von t_{wa}	40	40	40	40	40	50	50	50	50	50	50	50	50	60	60	60
	auf t_{we}	20	20	15	10	10	30	25	20	15	20	30	35	25	25	40	30
Die Luft tritt ins Kühlwerk mit	t_{la}	25	10	10	10	−10	25	10	0	−10	5	10	20	10	10	10	15
und verlässt es mit	t_{le}	35	25	30	20	5	35	25	20	15	20	25	35	20	30	25	25
Die Temp.-Diff. ist oben	ϑ_e °C	5	15	10	20	35	15	25	30	35	30	25	15	30	30	35	35
unten	ϑ_a °C	5	10	5	10	20	5	15	20	25	15	20	15	15	15	30	15
Das Verhältniss der Temp.-Diff.	$\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$	$\frac{5}{5}$	$\frac{10}{15}$	$\frac{5}{10}$	$\frac{10}{20}$	$\frac{30}{35}$	$\frac{5}{15}$	$\frac{15}{25}$	$\frac{20}{30}$	$\frac{25}{35}$	$\frac{15}{30}$	$\frac{20}{25}$	$\frac{15}{15}$	$\frac{15}{30}$	$\frac{15}{30}$	$\frac{30}{35}$	$\frac{15}{35}$
Daher die mittlere Temp.-Diff. n. Tab. 1	ϑ_m	5	12,3	7,24	14,48	19,9	9	19,65	24,6	29,75	21,7	21,8	15	21,7	21,7	32,2	24,1
Dem Wasser sind i. ganz. z. entzieh.	WE C_k	20000	20000	25000	30000	30000	20000	25000	30000	35000	30000	29000	15000	25000	35000	20000	30000
Davon durch Luft-erwärmung	C_ε	7380	9140	9550	15810	21000	7380	11425	15810	21350	15540	13253	4905	12950	13370	9140	12750
Davon durch Wasser-verdunstung	C_v	12620	10860	15450	14190	9000	12620	13575	14190	13650	14460	15747	10095	12050	21620	10860	17250
Das Wasser verliert durch Verdunstung	kg	21,1	18,1	25,75	24	15	21	22,6	22	22,8	24,1	26,2	16,8	20,1	36	18,1	28,7
Erforderliche Wasser-oberfläche in qm	O	50	26	45	37,5	36	24	19	21	23	23	19,5	11	19,5	20	11	17
Erforderliches Luft-gewicht b. Eintritt	kg L	3108	2570	2000	3330	5900	3108	3208	3330	3600	4370	4300	1380	5450	2810	2600	5350
Erforderl. Luft-volumen b. Eintritt	cbm V_l	2716	2085	1625	2440	4400	2716	2620	2440	2700	3470	3500	1190	4420	2280	2100	4460

Die Luft erwärmt sich im Durchschnitt von 2,5° auf 12,5°, d. h. um 10°, folglich nimmt 1 kg Luft durch Erwärmung $10 \cdot 0{,}2375 = 2{,}375$ Kalorien auf.

1 kg Luft nimmt also zusammen auf: $2{,}496 + 2{,}375 = 4{,}871$ WE.

Von der gesammten, dem Wasser zu entziehenden Wärme nimmt folglich die Luft auf:

$$\text{Durch Verdunstung: } \frac{2{,}496 \cdot 684000}{4{,}871} = 380438 \text{ WE.}$$

$$\text{„ Erwärmung: } \frac{2{,}375 \cdot 684000}{4{,}871} = 293562 \text{ WE.}$$

Die berieselte Oberfläche des Apparates war = 322,5 qm
Die unterwärts benetzte Oberfläche geschätzt = 60,0 „
Die Oberfläche der fallenden Tropfen war
ca. 6 qm pro 1000 Liter, d. h. $= 6 \cdot 22{,}8 = 136$ „
zusammen O = 518,5 qm

Die Temperatur-Differenz im Mittel war 27°, daher ergiebt sich der Transmissions-Koefficient:

$$k_t = \frac{C}{O \cdot \vartheta_m} = \frac{293562}{518{,}5 \cdot 27} = 21{,}1.$$

Das zur Abkühlung erforderliche Luftgewicht ist:

$$L = \frac{293562}{2{,}375} = 123600 \text{ kg.}$$

Das Volumen: $V_t = \frac{123600}{1{,}27} \cong 100000$ cbm, d. h. 28 cbm pro Sekunde. Wenn die Luft schräg auf den Apparat traf, so war die Geschwindigkeit etwa 1,2 m, und das berechnete k_t ist:

$$k_t = 2 + 18\sqrt{1{,}2} = 22.$$

2. Ein Kaminkühler mit 18 Platten 1500 · 4800 von zusammen 259 qm Rieselfläche ohne Stufen kühlte stündlich 18500 Liter Wasser von 39° auf 22° durch 44000 cbm Luft, die von einem Ventilator (1100 mm Durchmesser, 300 Touren) mit 12,5° eingeblasen, mit 18,8° oben austrat. Sie war ursprünglich 67% gesättigt.

Dem Wasser sind zu entziehen:

$$C_k = 18500\,(39 - 22) = 314500 \text{ WE.}$$

1 kg Luft von 12,5° enthält ganz gesättigt 0,00926 kg Wasser
1 „ „ „ 12,5° „ 67,5% „ 0,0062042 „ „
1 „ „ „ 18,8° „ ganz „ 0,0140 „ „

1 kg Luft nimmt also durch Verdunstung auf:

$0{,}014 - 0{,}0062042 = 0{,}0078$ kg Wasser $= 4{,}68$ WE.

1 kg Luft nimmt durch Erwärmung von 12,5° auf 18,8° auf:

$$6{,}3 \cdot 0{,}2375 = 1{,}496 \text{ WE}$$

zusammen $= 6{,}176$ WE

Es wurden demnach von der gesammten Luft aufgenommen:

Durch Verdunstung: $\frac{4{,}68 \cdot 314500}{6{,}176} = 238307$ WE.

„ Erwärmung: $\frac{1{,}496 \cdot 314500}{6{,}176} = 76193$ „

Die Luftgeschwindigkeit war 3,8 m pro Sekunde, die Temperatur-Differenz 14°, folglich der Transmissions-Koefficient:

$$k_l = \frac{C}{H \cdot \vartheta_m} = \frac{76193}{259 \cdot 14} = 23{,}8.$$

Der berechnete Transmissions-Koefficient ist:

$$k_l = 2 + 12\sqrt{3{,}8} = 24.$$

H. Die Kühlung der Luft durch Wasser.

Die atmosphärische Luft enthält stets mehr oder weniger Feuchtigkeit in Form von Dampf. Das Maximum des Dampfgehaltes von 1 cbm Luft ist gleich dem Gewicht von 1 cbm gesättigtem Dampf von der Temperatur der Luft. Wird recht dampfhaltige Luft stark abgekühlt, so gelangt sie meistens in einen Zustand, in dem sie nur ein geringeres Dampfgewicht enthalten kann, und folglich muss der überschüssige Dampf ausgeschieden, d. h. kondensirt werden.*)

Soll also ein gewisses Luftvolumen in bestimmter Zeit künstlich abgekühlt werden, so muss man ihm so viel Wärme entziehen, als nöthig ist:

1. zur Kühlung der trockenen Luft an sich,
2. zur Kondensation des Dampfes, der ausgeschieden werden muss.

Bedeutet: L = das abzukühlende Luftgewicht,

σ_l = ihre specifische Wärme $= 0{,}2375$,

t_{la} = ihre Temperatur vor der Abkühlung (am Anfang),

t_{le} = „ „ nach „ „ (am Ende),

*) Ueber den Dampfgehalt der Luft bei verschiedenen Temperaturen siehe „das Trocknen mit Luft und Dampf" Julius Springer, Berlin 1898.

d_a = das Dampfgewicht in 1 kg Luft vor der Abkühlung,
d_e = „ „ „ „ „ nach „ „
c = die Gesammtwärme in 1 kg Dampf,

so ist die der Luft zur Abkühlung von t_{la} auf t_{le} zu entziehende Wärmemenge:

$$C = L\,\sigma_l\,(t_{la} - t_{le}) + L\,(d_a - d_e)\,(c - t_{le})$$

In der atmosphärischen Luft befinden sich selten mehr, als 95% ihres grösstmöglichen Dampfgehaltes, meistens erheblich weniger. Auch wenn man feuchte Luft stark abkühlt, derart, dass sie Wasser ausscheidet, bleibt sie nicht damit gesättigt.

Nehmen wir an, dass die atmosphärische Luft 80% Wasserdampf enthalte, und ferner, dass ihre Sättigung auch nach Abkühlung um gewisse Grade 80% betrage, so ergiebt die eben genannte Gleichung die zur Abkühlung von 100 cbm Luft nöthige Wärmemenge in folgender Zusammenstellung:

Temperatur, bis a. welche d. Luft abgekühlt werden soll t_{le}	Dampfgewicht d_e in 1 cbm der gekühlten Luft kg		Ursprüngliche Temperatur der Luft t_{la} =				
			30°	25°	20°	15°	10°
			Gewicht von 1 cbm dieser Luft mit 80% Feuchtigkeit beladen in kg				
			1,1412	1,1630	1,1881	1,2154	1,2408
			Gewicht des Dampfes d_a in 1 cbm dieser Luft in kg				
			0,0244	0,01849	0,011123	0,01041	0,0076
			Kalorien zur Abkühlung von 100 cbm Luft erforderlich				
25°	0,01849	Kal. z. Luftkühlung	133	—	—	—	—
		„ „ Dampfkond.	373	—	—	—	—
		zusammen	506	—	—	—	—
20°	0,011123	Kal. z. Luftkühlung	265	136	—	—	—
		„ „ Dampfkond.	824	456	—	—	—
		zusammen	1089	592	—	—	—
15°	0,01041	Kal. z. Luftkühlung	398	272	145	—	—
		„ „ Dampfkond.	875	505	45	—	—
		zusammen	1273	777	190	—	—
10°	0,0076	Kal. z. Luftkühlung	530	407	279	143	—
		„ „ Dampfkond.	1060	686	223	177	—
		zusammen	1590	1093	502	320	—
5°	0,00556	Kal. z. Luftkühlung	663	544	420	286	146
		„ „ Dampfkond.	1198	821	354	308	130
		zusammen	1861	1365	774	594	276

Tabelle 69b.

Temperatur-Differenzen ϑ_m, Kühlwasserverbrauch W und erforderliche Oberfläche H_k des schnell bewegten Wassers um stündlich 100 cbm Luft die mit $v_l = 1$ m Geschw. strömt von 30° bis 10° auf 25° bis 5° zu kühlen.

Temp. der gekühlten Luft t_{le}	Anfangstemp. d. Kühlwassers t_a	Mittlere Temp.-Diff.: ϑ_m / Kühlwasserverbrauch: W / Kühlfläche: H_k für $v_l = 1$ u. Metallwände	Anfangs-Temperatur der Luft t_{la} 30°	25°	20°		15°		10°
			End-Temperatur des Kühlwassers t_e 20°	15°	15°	15°	12°	12°	10°	5°
25°	15°	ϑ_m	7,24	—	—	—	—	—	—	—
		W	101	—	—	—	—	—	—	—
		H_k	**3,50**	—	—	—	—	—	—	—
	10°	ϑ_m	12,3	15	—	—	—	—	—	—
		W	51	101	—	—	—	—	—	—
		H_k	**2,07**	**1,70**	—	—	—	—	—	—
20°	15°	ϑ_m	7,24	—	—	—	—	—	—	—
		W	218	—	—	—	—	—	—	—
		H_k	**7,56**	—	—	—	—	—	—	—
	10°	ϑ_m	10	12,3	10	—	—	—	—	—
		W	109	218	119	—	—	—	—	—
		H_k	**5,43**	**4,40**	**2,96**	—	—	—	—	—
15°	10°	ϑ_m	7,24	8,4	7,24	5	6,4	—	—	—
		W	127	255	156	37	93	—	—	—
		H_k	**8,80**	**7,6**	**5,40**	**1,90**	**1,50**	—	—	—
10°	5°	ϑ_m	7,24	8,4	7,24	5	6,4	3,9	5	—
		W	107	159	109	50	72	45	32	—
		H_k	**11,0**	**9,5**	**7,60**	**5,02**	**4,00**	**4,10**	**3,20**	—
	2°	ϑ_m	8,97	11,3	8,97	6,4	8	5,2	6,4	—
		W	89	123	91	40	50	32	40	—
		H_k	**8,90**	**7,1**	**6,10**	**3,95**	**3,14**	**3,07**	**2,50**	—
5°	2°	ϑ_m	5,83	7,5	6,1	3,9	3,3	3	3,9	3,9
		W	104	143	105	60	78	60	75	92
		H_k	**16,0**	**12,6**	**11,2**	**10,0**	**11,9**	**10,0**	**8,00**	**3,20**

Ist die Geschwindigkeit der Luft grösser als 1 m pro Sekunde nämlich: | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 m,

so erhält man die zur stündlichen Kühlung von 100 cbm Luft erforderliche schnell bewegte direkt berührte Kühlwasser-Oberfläche H_k durch Multiplikation der oben genannten mit: | 1 | 0,73 | 0,60 | 0,53 | 0,48 | 0,44,

Wenn die Luft an gekühlter Metallfläche vorbeistreicht, so erhält man deren erforderliche Oberfläche durch Multiplikation der oben genannten Flächen H_k mit: | 1,66 | 1,06 | 1,04 | 0,90 | 0,82 | 0,75

Die Menge des erforderlichen **Kühlwassers** W hängt von seiner Anfangs- und Endtemperatur ab (t_a und t_e).

Sie ist:

$$W = \frac{C_k}{t_e - t_a}$$

Die **Kühlfläche** für die Abkühlung bestimmter Luftmengen ergiebt sich aus der bekannten Gleichung:

$$H_k = \frac{C_k}{k_l \cdot \vartheta_m}$$

Der **Wärme-Transmissions-Koefficient** k_l darf in dieser Gleichung angenommen werden:

1. Wenn die Kühlfläche aus Metallwänden besteht:

$$k_l = 2 + 10 \sqrt{v_l}$$

2. Wenn die Kühlfläche aus bewegter, schnell wechselnder Wasser-Oberfläche, Strahlen, Tropfen, besteht:

$$k_l = 2 + 18 \sqrt{v_l}$$

Die **mittlere Temperatur-Differenz** ergiebt sich aus den Anfangs- und Endtemperatur-Differenzen zwischen Luft und Kühlwasser, und muss in bekannter Weise für jeden Fall nach dem in Abschnitt I, Tab. 1 Mitgetheilten bestimmt werden.

XXIII. Von dem Volumen, welches die Luftpumpen aus den Kondensatoren absaugen müssen.

A. Allgemeines.

In diesem Abschnitt soll festgestellt werden, welches Volumen von Gas und Dampf die Luftpumpe in jedem Fall aus dem Kondensator abführen muss, woraus sich dann ihre Abmessungen ergeben.

Die Luft und die unkondensirbaren Gase, welche in den Kondensator geführt werden, stammen:

1. aus der zu verdampfenden Flüssigkeit,
2. aus dem Kühl- oder Einspritzwasser,
3. aus den selten ganz fehlenden Undichtigkeiten der Apparate und Rohre.

Welche **Luftmenge** jede dieser Luftquellen **einzeln** in den Kondensator liefert, ist selten im speciellen Fall zu ergründen; man

muss sich also auch hier mit einer angenäherten Schätzung der aus allen drei Quellen gemeinsam zugeführten, und nachher wieder abzuführenden Luftmenge begnügen. Man pflegt diese ganze Luftmenge in Theilen des Einspritzwassers auszudrücken. Obgleich einige Beziehungen zwischen der Menge des Kühlwassers und derjenigen der abzusaugenden Luft bestehen, so ist doch gewiss die Menge der Luft nicht direkt der Kühlwassermenge proportional. Wenn wir dennoch dem Folgenden, wie es meistens geschieht, eine solche Proportionalität zu Grunde legen, so thun wir es, weil sich eigentlich nur auf diese Weise eine Basis für diese Betrachtungen finden lässt. Es wird ja unbenommen bleiben, für besondere Umstände die hier genannten Annahmen zu verändern oder zu specialisiren.

Wenn man an den Reichthum an Kohlensäure (97 % [Volumen] bei 17°), schwefeliger Säure (15200 % bei 14°), Schwefelwasserstoff (326 % bei 14,6°), Ammoniak (73700 % bei 14,14°) denkt, den kaltes Wasser besitzen kann, so wird man annehmen müssen, dass auch die zur Kondensation benutzten Einspritzwasser oft sehr erhebliche Mengen von Gasen enthalten werden.

Dagegen pflegt man (nach Robert Bunsen, Gasometrische Methoden, 1857) anzuführen, dass die Tagewasser und auch die meisten Brunnen etwa 2,5 Volumen-Procent atmosphärische Luft enthalten. Uns sind Brunnen bekannt, deren Wasser bis zu 12 Volumen-Procent Gas führen.

Die zu verdampfenden Flüssigkeiten haben gleichfalls sehr verschiedenen, oft erheblichen Gehalt an Gasen, besonders Ammoniak. Hier mögen auch 2,5 % als Durchschnitt gelten.

Endlich ist die Undichtheit der Apparate und Rohre zu berücksichtigen. Die durch mangelhafte Dichtungen, gespaltene Gläser, defekte Metallverbindungen eintretende Luftmenge nehmen wir gleich 10 Volumen-Procent des verwendeten Kühlwassers an.

So entsteht eine Luftzuführung in den Kondensator von 2,5 + 2,5 + 10 = Volumen-Procent des Kühlwassers. Der Sicherheit wegen und um ausser der Luft die etwaigen Gase im Kühlwasser zu berücksichtigen, vergrössern wir diese Zahl noch und denken uns, dass in den Kondensator ca. 20 Volumen-Procent des Kühlwassers an unkondensirbaren Gasen geführt werden, d. h., dass für 1000 Liter Kühlwasser 200 Liter Luft (und andere Gase) in den Kondensator treten.

Da 1 cbm Luft unter atmosphärischem Druck bei $0^0 = 1{,}294$ kg und bei $15^0 = 1{,}2266$ kg wiegt, so wiegen 200 Liter Luft ca. 0,25 kg; daher legen wir unserer folgenden Rechnung die Annahme zu Grunde, dass für je 1000 Liter Kühlwasser 0,25 kg Luft in den Kondensator geführt und abgesaugt werden müssen.

Wir kennen aus der Gleichung (171) $W = \frac{D\,(c - t_a)}{t_e - t_a}$ und aus der Tabelle 41 die in jedem Fall erforderliche Kühlwassermenge und hieraus ist sogleich, auf Grund der oben begründeten, zwar etwas willkürlichen, aber wohl hinreichenden Annahme über den Lufteintritt, das aus dem Kondensator abzusaugende Luftgewicht bekannt.

Nun müssen wir die sogenannten nassen und trockenen Luftpumpen gesondert betrachten.

B. Das bei nasser Einspritzkondensation abzusaugende Luftvolumen.

Unter einer nassen Luftpumpe versteht man eine solche, die mit der Luft auch das gesammte Wasser aus dem Kondensator in sich aufnimmt und fortschafft.

Die aus dem Kondensator zu entfernende Luft ist allemal mit Dampf gemischt, dessen Temperatur gleich derjenigen der Luft ist. Die gemeinsame Temperatur der Luft und des Dampfes hängt ab von der des Wassers, mit dem sie zuletzt in Berührung waren. Bei nassen Kondensatoren bleibt das Luft- und Dampfgemisch mit dem ganzen abzusaugenden warmen Wasser, das entstanden ist aus dem kalten Einspritzwasser und dem kondensirten Dampf, zusammen und geht mit ihm in die Pumpe, hat also auch nahezu die Wassertemperatur; bei dem Gegenstrom-Kondensator war die Luft zuletzt mit dem kalten, eben eintretenden Einspritzwasser in Verbindung und geht also kalt in die Luftpumpe.

Man kann es so einrichten, dass die Luftpumpe aus einem nassen Kondensator das warme Wasser unten und die Luft, die dann (weil mit dem Einspritzwasser zuletzt in Berührung) kälter ist, oben absaugt. Die kalte Luft trifft aber in der Pumpe mit dem warmen Wasser zusammen und wird sowohl durch die Berührung mit diesem, da ihr Gewicht gegenüber dem des Wassers sehr gering ist, als auch durch die aus dem warmen Wasser steigenden Dämpfe

schnell erwärmt. Der schliessliche Zustand zwischen Luft und Dampf ist also auch in diesem Fall dem üblichen, in dem Luft und Wasser zusammen abgesaugt worden, ganz ähnlich, wenn nicht ihm ganz gleich. Der Dampf, mit dem die Luft gemischt ist, hat bei nassen Kondensatoren stets die Temperatur des Ablaufwassers und folglich die dadurch bedingte Spannung, die um so höher ist, je wärmer das Wasser abfliesst. Die Spannung der Luft (also deren Gewicht pro 1 cbm), welche die des Dampfes zur Gesammtspannung ergänzt, ist um so grösser, je kälter das Wasser von der Pumpe abgesaugt wird.

Das Volumen der Luft hängt ab von ihrer Spannung (die also immer nur ein Theil der Gesammtspannung im Kondensator ist) und von ihrer Temperatur und kann bestimmt werden wie dies im Abschnitt XX. 9. und in Tabelle 47 geschehen ist.

Es sei:

W = Gewicht des Einspritzwassers,

L = Gewicht der Luft in kg. Nach unserer Annahme ist:

$$L = \frac{W \cdot 0{,}25}{1000} \text{ kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (240)$$

V_{ln} = das Volumen der Luft in cbm, welches aus dem nassen — V_{lt} aus dem trocken — V_{lo} aus dem Oberflächen-Kondensator abzusaugen ist,

a_l = das Volumen von 1 kg Luft in Litern,

γ_l = das Gewicht von 1 cbm Luft in kg,

p = der Druck der Atmosphäre in kg pro qm = 10336 kg,

t_e = die Temperatur des Ablaufwassers,

α = der Ausdehnungs-Koefficient der Luft = 0,003665,

b = der Druck der Luft im Kondensator in mm Quecksilbersäule,

T = die absolute Temperatur, $T = \frac{1}{\alpha} + t_a = 273 + t_a$.

Nach dem Mariotte-Gay-Lussac'schen Gesetz ist: $\frac{a_l \cdot p}{T} = R$ einer Konstanten, die für Luft = 29,27 beträgt.

Daher hat 1 kg Luft das Volumen

$$a_l = \frac{273 + t_e}{p} \cdot 29{,}27 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (241)$$

und L kg Luft haben das Volumen

$$V_{\ell n} = \frac{L\,(273 + t_e)}{p}\,29{,}27 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (242)$$

Für einen Druck, der in mm Quecksilber gemessen den Theil $\frac{b}{760}$ der Atmosphäre beträgt, ist das Volumen von L kg Luft:

$$V_{\ell n} = \frac{L \cdot (273 + t_e)}{p}\,29{,}27 \cdot \frac{760}{b} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (243)$$

oder die Zahlenwerthe ausgerechnet:

$$V_{\ell n} = \frac{W \cdot 0{,}25}{1000}\,\frac{(273 + t_e)\;29{,}27 \cdot 760}{p \cdot b} = \frac{W \cdot (273 + t_e)}{b}\,5{,}385 \quad (244)$$

Bei jeder Verdampfanlage ist das in den Kondensator geführte Dampfgewicht, welches gleich ist dem vom Apparat zu verdampfenden Wassergewicht, gegeben.

Das Gewicht des Einspritzwassers W folgt hieraus nach Gleichung (171) und Tabelle 41, wenn seine Anfangs- und Endtemperatur t_a und t_e bekannt sind. Beide Temperaturen können unter Umständen gegeben sein, müssen aber unter anderen nach Beurtheilung des Falles angenommen werden. Aus dem Gewicht des Einspritzwassers folgt nach unserer Annahme das Gewicht der in den Kondensator geführten Luftmenge.

Die zu erstrebende Luftleere, das Vakuum oder was dasselbe ist, der absolute Druck im Kondensator, kann meistens frei gewählt werden. Man wird natürlich ein möglichst hohes Vakuum, d. h. einen möglichst geringen Druck zu erreichen suchen.

Aus dem bekannten Luftgewicht und dem festgesetzten Vakuum ergiebt sich nach Gleichung (195) — Tabelle 47 sogleich das abzusaugende Luftvolumen.

Beispiel. Zur Kondensation von 100 kg Dampf steht Wasser von $t_a = 10°$ zur Verfügung, das mit $t_e = 40°$ abfliessen soll. Das Vakuum soll 680 mm betragen, d. h. der absolute Druck soll 760 — 680 = 80 mm sein. Nach Abschnitt XX. 2 Tabelle 41 ist dann die Einspritzwassermenge W = 1937 kg, die Spannung des Dampfes ist bei 40° = 54,9 mm und da die Gesammtspannung = 80 mm beträgt, so ist die Spannung der Luft b = 80 — 54,9 = 25,1 mm. Hiermit sind alle für die Ausrechnung der Gleichungen nöthigen Zahlen gegeben.

Das Luftgewicht ist $L = \frac{1937 \cdot 0{,}25}{1000} = 0{,}484$ kg

(Fortsetzung: Seite 344.)

Tabelle 70.

Kühlwasserbedarf und abzusaugende Luftvolumen in Litern für 100 kg Wasserverdampfung bei Luftleeren von 600 bis 740 mm, Kühlwasser-Anfangs-Temperaturen von $t_a = 5°$ bis 30° und End-Temperaturen von t_e 10° bis 50° für nasse Einspritz-Kondensa oren.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesammt-Wärme	Anfangs-	End-	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volum
				Temperatur					
mm	mm	°C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
600	160	61,5	625	5	10	12300	150,8	3,075	12484
,,	,,	,,	,,	,,	15	6100	147,3	1,525	6451
,,	,,	,,	,,	,,	20	4033	142,61	1,008	4496
,,	,,	,,	,,	,,	25	3000	136,45	0,750	3541
,,	,,	,,	,,	,,	30	2380	128,45	0,595	3032
,,	,,	,,	,,	,,	35	1967	118,17	0,492	2775
,,	,,	,,	,,	,,	40	1671	105,1	0,418	2690 *
,,	,,	,,	,,	,,	45	1450	88,61	0,363	3035
,,	,,	,,	,,	,,	50	1278	68,02	0,320	3284
,,	,,	,,	,,	10	15	12200	147,3	3,050	12902
,,	,,	,,	,,	,,	20	6050	142,61	1,512	6744
,,	,,	,,	,,	,,	25	4000	136,45	1,000	4721
,,	,,	,,	,,	,,	30	2975	128,45	0,744	3789
,,	,,	,,	,,	,,	35	2360	118,17	0,590	3328
,,	,,	,,	,,	,,	40	1950	105,1	0,488	3137 *
,,	,,	,,	,,	,,	45	1686	88,61	0,422	3524
,,	,,	,,	,,	,,	50	1438	68,02	0,360	3696
,,	,,	,,	,,	15	20	12100	142,61	3,033	13527
,,	,,	,,	,,	,,	25	6000	136,45	1,500	7081
,,	,,	,,	,,	,,	30	3966	128,45	0,992	5051
,,	,,	,,	,,	,,	35	2950	118,17	0,738	4162
,,	,,	,,	,,	,,	40	2340	105,1	0,585	3844
,,	,,	,,	,,	,,	45	1933	88,61	0,483	3743 *
,,	,,	,,	,,	,,	50	1643	68,02	0,411	4952
,,	,,	,,	,,	20	25	12000	136,45	3,000	14163
,,	,,	,,	,,	,,	30	5950	128,45	1,488	7587
,,	,,	,,	,,	,,	35	3933	118,17	0,983	5543
,,	,,	,,	,,	,,	40	2925	105,1	0,732	4706
,,	,,	,,	,,	,,	45	2320	88,61	0,580	4495 *
,,	,,	,,	,,	,,	50	1917	68,02	0,479	4924
,,	,,	,,	,,	25	30	11900	128,45	2,975	15155
,,	,,	,,	,,	,,	35	5900	118,17	1,475	8319
,,	,,	,,	,,	,,	40	3900	105,1	0,975	6274

Tabelle 70.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesammt-Wärme	Anfangs-	End- Temperatur	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volum
mm	mm	°C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
600	160	61,5	625	25	45	2900	88,61	0,725	6061
"	"	"	"	"	50	2300	68,02	0,575	5911
"	"	"	"	30	35	11800	118,17	2,950	16638
"	"	"	"	"	40	5850	105,1	1,463	9414
"	"	"	"	"	45	3866	88,61	0,967	8080
"	"	"	"	"	50	2875	68,02	0,719	7389 *
"	"	"	"	35	40	11700	105,1	2,925	18892
"	"	"	"	"	45	5800	88,61	1,450	12122 *
620	140	58,5	624	5	10	12280	130,8	3,070	14346
"	"	"	"	"	15	6090	127,3	1,522	7314
"	"	"	"	"	20	4026	122,61	1,006	5191
"	"	"	"	"	25	29950	116,45	0,749	4143
"	"	"	"	"	30	2376	108,45	0,594	3588
"	"	"	"	"	35	1963	98,17	0,491	3331
"	"	"	"	"	40	1669	85,1	0,417	3312 *
"	"	"	"	"	45	1448	68,61	0,362	3594
"	"	"	"	"	50	1276	48,02	0,319	4645
"	"	"	"	10	15	12180	127,3	3,045	14634
"	"	"	"	"	20	6040	122,61	1,510	7792
"	"	"	"	"	25	3993	116,45	0,998	5520
"	"	"	"	"	30	2970	108,45	0,743	4485
"	"	"	"	"	35	2356	98,17	0,589	3996
"	"	"	"	"	40	1947	85,1	0,487	3868 *
"	"	"	"	"	45	1683	68,61	0,421	4180
"	"	"	"	"	50	1435	48,02	0,359	5227
"	"	"	"	15	20	12080	122,61	3,020	15568
"	"	"	"	"	25	5990	116,45	1,498	8291
"	"	"	"	"	30	3960	108,45	0,990	5980
"	"	"	"	"	35	2945	98,17	0,736	5053
"	"	"	"	"	40	2336	85,1	0,584	4638 *
"	"	"	"	"	45	1930	68,61	0,483	4834
"	"	"	"	"	50	1640	48,02	0,410	5970
"	"	"	"	20	25	11980	116,45	2,995	16565
"	"	"	"	"	30	5940	108,45	1,485	8969
"	"	"	"	"	35	3927	98,17	0,982	6662
"	"	"	"	"	40	2920	85,1	0,730	5798 *
"	"	"	"	"	45	2316	68,61	0,579	5802
"	"	"	"	"	50	1913	48,02	0,478	6960

Tabelle 70.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesammt-Wärme	Anfangs-	End- Temperatur	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volum
mm	mm	°C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
620	140	58,5	624	25	30	11880	108,45	2,970	17939
"	"	"	"	"	35	5890	98,17	1,473	9991
"	"	"	"	"	40	3893	85,1	0,973	7727
"	"	"	"	"	45	2895	68,61	0,724	7168 *
"	"	"	"	"	50	2296	48,02	0,574	8357
"	"	"	"	30	35	11780	98,17	2,945	19982
"	"	"	"	"	40	5840	85,1	1,460	11595
"	"	"	"	"	45	3860	68,61	0,965	9581 *
"	"	"	"	"	50	2870	48,02	0,718	10447
"	"	"	"	35	40	11680	85,1	2,920	23191
"	"	"	"	"	45	5790	68,61	1,448	14377 *
640	120	55	623	5	10	12260	110,8	3,062	16908
"	"	"	"	"	15	6080	107,3	1,520	8811
"	"	"	"	"	20	4020	102,61	1,005	6205
"	"	"	"	"	25	2990	96,45	0,748	5014
"	"	"	"	"	30	2372	88,45	0,593	4390
"	"	"	"	"	35	1900	78,17	0,490	4171 *
"	"	"	"	"	40	1666	65,1	0,417	4280
"	"	"	"	"	45	1445	48,61	0,361	5103
"	"	"	"	"	50	1273	28,02	0,318	7956
"	"	"	"	10	15	12160	107,3	3,040	17632
"	"	"	"	"	20	6030	102,61	1,508	9310
"	"	"	"	"	25	3991	96,45	0,998	6675
"	"	"	"	"	30	2965	88,45	0,741	5488
"	"	"	"	"	35	2352	78,17	0,588	5005 *
"	"	"	"	"	40	1943	65,1	0,486	5061
"	"	"	"	"	45	1680	48,61	0,42	5937
"	"	"	"	"	50	1433	28,02	0,358	8957
"	"	"	"	15	20	12060	102,61	3,015	18618
"	"	"	"	"	25	5980	96,45	1,495	9990
"	"	"	"	"	30	3953	88,45	0,988	7316
"	"	"	"	"	35	2940	78,17	0,735	6262
"	"	"	"	"	40	2332	65,1	0,583	6085 *
"	"	"	"	"	45	1927	48,61	0,482	8599
"	"	"	"	"	50	1637	28,02	0,409	10233
"	"	"	"	20	25	11960	96,45	2,990	21979
"	"	"	"	"	30	5930	88,45	1,482	10971
"	"	"	"	"	35	3920	78,17	0,980	7342 *

Tabelle 70.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesammt-Wärme	Anfangs-Temperatur	End-	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volum
mm	mm	°C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
640	120	55	623	20	40	2915	65,1	0,729	7592
"	"	"	"	"	45	2312	48,61	0,578	8167
"	"	"	"	"	50	1910	28,02	0,478	11959
"	"	"	"	25	30	11860	88,45	2,965	21950
"	"	"	"	"	35	5880	78,17	1,470	12513
"	"	"	"	"	40	3857	65,1	0,972	10122
"	"	"	"	"	45	2890	48,61	0,723	10213
"	"	"	"	"	50	2292	28,02	0,573	14336
"	"	"	"	30	35	11760	78,17	2,940	25025
"	"	"	"	"	40	5830	65,1	1,458	15184
"	"	"	"	"	45	3854	48,61	0,964	13620
"	"	"	"	"	50	2865	28,02	0,716	17914
"	"	"	"	35	40	11660	65,1	2,915	30357
"	"	"	"	"	45	5780	48,61	1,445	20427
680	100	52	622	5	10	12240	90,8	3,060	20869
"	"	"	"	"	15	6070	87,3	1,518	10823
"	"	"	"	"	20	4013	82,61	1,003	7692
"	"	"	"	"	25	2985	76,45	0,746	6284
"	"	"	"	"	30	2368	68,45	0,592	5673
"	"	"	"	"	35	1957	58,17	0,489	5599
"	"	"	"	"	40	1663	45,1	0,416	6232
"	"	"	"	"	45	1443	28,61	0,361	8718
"	"	"	"	"	50	1271	8,02	0,318	28458
"	"	"	"	10	15	12140	87,3	3,035	21640
"	"	"	"	"	20	6020	82,61	1,505	11543
"	"	"	"	"	25	3980	76,45	0,995	8382
"	"	"	"	"	30	2960	68,45	0,740	7091
"	"	"	"	"	35	2348	58,17	0,587	6721
"	"	"	"	"	40	1940	45,1	0,485	7265
"	"	"	"	"	45	1677	28,61	0,419	10118
"	"	"	"	"	50	1430	8,02	0,358	31791
"	"	"	"	15	20	12040	82,61	3,010	22966
"	"	"	"	"	25	5970	76,45	1,493	12578
"	"	"	"	"	30	3946	68,45	0,987	9462
"	"	"	"	"	35	2935	58,17	0,734	8403
"	"	"	"	"	40	2328	45,1	0,582	8718
"	"	"	"	"	45	1923	28,61	0,481	11611
"	"	"	"	"	50	1634	8,02	0,409	36555

Tabelle 70.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesammt-Wärme	Anfangs-	End- Temperatur	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volum
mm	mm	°C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
660	100	52	622	20	25	11940	76,45	2,985	25164
,,	,,	,,	,,	,,	30	5920	68,45	1,480	14181
,,	,,	,,	,,	,,	35	3913	58,17	0,978	11098
,,	,,	,,	,,	,,	40	2910	45,1	0,728	11020 *
,,	,,	,,	,,	,,	45	2308	28,61	0,577	13715
,,	,,	,,	,,	,,	50	1907	8,02	0,477	42687
,,	,,	,,	,,	25	30	11840	68,45	2,960	28364
,,	,,	,,	,,	,,	35	5870	58,17	1,468	16803
,,	,,	,,	,,	,,	40	3880	45,1	0,970	14331 *
,,	,,	,,	,,	,,	45	2885	28,61	0,721	17219
,,	,,	,,	,,	,,	50	2288	8,02	0,572	51188
,,	,,	,,	,,	30	35	11740	58,17	2,935	33306
,,	,,	,,	,,	,,	40	5820	45,1	1,455	21796 *
,,	,,	,,	,,	,,	45	3847	28,61	0,962	23232
,,	,,	,,	,,	,,	50	2860	8,02	0,715	63965
,,	,,	,,	,,	35	40	11640	45,1	2,910	43592
,,	,,	,,	,,	,,	45	5770	28,61	1,443	34836 *
680	80	48	621	5	10	12220	70,8	3,073	24759
,,	,,	,,	,,	,,	15	6060	67,3	1,515	14053
,,	,,	,,	,,	,,	20	4006	62,61	1,001	10150
,,	,,	,,	,,	,,	25	2980	56,45	0,745	8508
,,	,,	,,	,,	,,	30	2364	48,45	0,591	6961 *
,,	,,	,,	,,	,,	35	1453	38,17	0,488	8535
,,	,,	,,	,,	,,	40	1660	25,1	0,415	11176
,,	,,	,,	,,	,,	45	1440	8,61	0,360	29635
,,	,,	,,	,,	,,	50	1269	—	—	—
,,	,,	,,	,,	10	15	12120	67,3	3,030	28106
,,	,,	,,	,,	,,	20	6010	62,61	1,502	15230
,,	,,	,,	,,	,,	25	3970	56,45	0,993	11334
,,	,,	,,	,,	,,	30	2955	48,45	0,739	9952 *
,,	,,	,,	,,	,,	35	2344	38,17	0,586	10249
,,	,,	,,	,,	,,	40	1937	25,1	0,484	13070
,,	,,	,,	,,	,,	45	1674	8,61	0,419	44492
,,	,,	,,	,,	15	20	12020	62,61	3,005	30501
,,	,,	,,	,,	,,	25	5960	56,45	1,490	17016
,,	,,	,,	,,	,,	30	3940	48,45	0,985	13337
,,	,,	,,	,,	,,	35	2930	38,17	0,732	12600 *
,,	,,	,,	,,	,,	40	2324	25,1	0,581	15646

Tabelle 70.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesammt-Wärme	Anfangs-	End- Temperatur	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volum
mm	mm	°C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
680	80	48	621	15	45	1920	8,61	0,480	39513
,,	,,	,,	,,	20	25	11920	56,45	2,980	34034
,,	,,	,,	,,	,,	30	5910	48,45	1,478	19909
,,	,,	,,	,,	,,	35	3903	38,17	0,976	17070*
,,	,,	,,	,,	,,	40	2905	25,1	0,726	19602
,,	,,	,,	,,	,,	45	2304	8,61	0,576	47992
,,	,,	,,	,,	25	30	11820	48,45	2,960	39804
,,	,,	,,	,,	,,	35	5860	38,17	1,465	25623*
,,	,,	,,	,,	,,	40	3877	25,1	0,969	26102
,,	,,	,,	,,	,,	45	2880	8,61	0,720	59270
,,	,,	,,	,,	30	35	11720	38,17	2,930	51246
,,	,,	,,	,,	,,	40	5810	25,1	1,453	39116*
,,	,,	,,	,,	,,	45	3840	8,61	0,996	79027
,,	,,	,,	,,	35	40	11620	25,1	2,905	78234*
,,	,,	,,	,,	,,	45	5760	8,61	1,440	118541
700	60	44	619	5	10	12180	50,8	3,045	36723
,,	,,	,,	,,	,,	15	6040	47,3	1,510	17818
,,	,,	,,	,,	,,	20	3993	42,61	0,998	14870
,,	,,	,,	,,	,,	25	2970	36,45	0,743	13166*
,,	,,	,,	,,	,,	30	2356	28,45	0,589	13641
,,	,,	,,	,,	,,	35	1947	18,17	0,487	17946
,,	,,	,,	,,	,,	40	1654	5,1	0,414	51936
,,	,,	,,	,,	10	15	12080	47,3	3,020	37616
,,	,,	,,	,,	,,	20	5990	42,61	1,498	22320
,,	,,	,,	,,	,,	25	3960	36,45	0,990	17543
,,	,,	,,	,,	,,	30	2945	28,45	0,736	17046*
,,	,,	,,	,,	,,	35	2336	18,17	0,584	21520
,,	,,	,,	,,	,,	40	1930	5,1	0,483	60520
,,	,,	,,	,,	15	20	11980	42,61	2,995	44495
,,	,,	,,	,,	,,	25	5940	36,45	1,485	26314
,,	,,	,,	,,	,,	30	3927	28,45	0,982	22743*
,,	,,	,,	,,	,,	35	2920	18,17	0,730	27500
,,	,,	,,	,,	,,	40	2316	5,1	0,579	77169
,,	,,	,,	,,	20	25	11880	36,45	2,970	52628
,,	,,	,,	,,	,,	30	5890	28,45	1,473	34115*
,,	,,	,,	,,	,,	35	3893	18,17	0,976	35965
,,	,,	,,	,,	,,	40	2895	5,1	0,724	90826
,,	,,	,,	,,	25	30	11780	28,45	2,945	68204

Tabelle 70.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesammt-Wärme	Anfangs-	End-	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volum
				Temperatur					
mm	mm	°C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
700	60	44	619	25	35	5840	18,17	1,460	53801*
„	„	„	„	„	40	3860	5,1	0,965	121059
„	„	„	„	30	35	11 680	18,17	2,920	107602*
„	„	„	„	„	40	5790	5,1	1,448	181640
„	„	„	„	35	40	11580	5,1	2,895	363177
710	50	38	618	5	10	12160	40,8	3,040	45661
„	„	„	„	„	15	6059	37,3	1,508	25259
„	„	„	„	„	20	3986	32,61	0,997	18474
„	„	„	„	„	25	2965	26,45	0,741	18147*
„	„	„	„	„	30	2352	18,45	0,588	20997
„	„	„	„	„	35	1943	8,17	0,486	40780
„	„	„	„	10	15	12060	37,3	3,015	50501
„	„	„	„	„	20	5980	32,61	1,495	27610
„	„	„	„	„	25	3953	26,45	0,988	24460*
„	„	„	„	„	30	2940	18,45	0,735	26247
„	„	„	„	„	35	2332	8,17	0,583	48920
„	„	„	„	15	20	11960	32,61	2,990	58375
„	„	„	„	„	25	5930	26,45	1,483	36322
„	„	„	„	„	30	3920	18,45	0,980	35106*
„	„	„	„	„	35	2915	8,17	0,729	51268
„	„	„	„	20	25	11860	26,45	2,965	73013
„	„	„	„	„	30	5880	18,45	1,470	52494*
„	„	„	„	„	35	3887	8,17	0,972	81544
„	„	„	„	25	30	11760	18,45	2,940	104587*
„	„	„	„	„	35	5830	8,17	1,458	122341
„	„	„	„	30	35	11660	8,17	2,915	244597
720	40	34,5	617	5	10	12140	30,8	3,035	60457
„	„	„	„	„	15	6020	27,3	1,505	34404
„	„	„	„	„	20	3980	22,61	0,995	27108*
„	„	„	„	„	25	2960	16,45	0,740	28986
„	„	„	„	„	30	2348	8,45	0,587	46937
„	„	„	„	10	15	12040	27,3	3,010	68809
„	„	„	„	„	20	5970	22,61	1,493	42312
„	„	„	„	„	25	3946	16,45	0,987	38641*
„	„	„	„	„	30	2935	8,45	0,734	58690
„	„	„	„	15	20	11940	22,61	2,985	84565
„	„	„	„	„	25	5920	16,45	1,480	58134*
„	„	„	„	„	30	3913	8,45	0,978	79472

Tabelle 70.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesammt-Wärme	Anfangs-	End-	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volum
				Temperatur					
mm	mm	°C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
720	40	34,5	617	20	25	11840	16,45	2,960	116269
„	„	„	„	„	30	5870	8,45	1,468	117541
„	„	„	„	25	30	11740	8,45	2,935	234682
730	30	29	615	5	10	12110	20,8	3,028	89599
„	„	„	„	„	15	6000	17,3	1,500	54090
„	„	„	„	„	20	3966	12,61	0,991	50174*
„	„	„	„	„	25	2950	6,45	0,738	123277
„	„	„	„	10	15	12000	17,3	3,000	108180
„	„	„	„	„	20	5950	12,61	1,488	75337*
„	„	„	„	„	25	3933	6,45	0,983	100065
„	„	„	„	15	20	11900	12,61	2,975	147709
„	„	„	„	„	25	5900	6,45	1,475	150553
„	„	„	„	20	25	11800	6,45	2,950	300605
740	20	21	613	5	10	12060	10,8	3,015	172126
„	„	„	„	„	15	5980	7,3	1,495	128929*
„	„	„	„	„	20	3950	2,61	0,985	179950
„	„	„	„	10	15	11960	7,3	2,990	257858
„	„	„	„	„	20	5930	2,61	1,483	270858
„	„	„	„	15	20	11860	2,61	2,965	541676

Das Volumen von 1 kg Luft bei 40° und 25,1 mm Spannung ist nach Tabelle 47 a_t = 27020 Liter, folglich das Volumen von L = 0,484 kg Luft (für 100 kg Dampf):

$$V_{tn} = L \cdot a_t = 0{,}484 \cdot 27020 = 13070 \text{ Liter.}$$

Die nasse Luftpumpe hat also für die Kondensation von 100 kg Dampf fortzuschaffen: Wasser = 1937, Luft = 13070, zusammen = 14007 Liter.

In der Tabelle 70 sind die Einspritzwassermengen und die Luftvolumina, welche nasse Luftpumpen für 100 kg kondensirten Dampf abzusaugen haben, angegeben, und zwar für Vakuen von 600—740 mm, für Kühlwasser-Anfangs-Temperaturen von t_a = 5° bis 35° und -End-Temperaturen von t_e = 10° bis 50°.

Für den Fall, dass das zu verwendende Einspritzwasser und die zu verdampfende Flüssigkeit mehr oder weniger Luft und Gase

enthalten, und dass die Apparate dichter oder weniger dicht sind, als wir angenommen haben, muss man das in dieser Tabelle 70 verzeichnete Luftvolumen den veränderten Umständen proportional vergrössern oder verkleinern. Die Angaben der Tabelle sind für die Praxis bemessen und für die meisten Fälle als reichlich anzusehen. Enthält aber z. B. das zu verwendende Wasser nicht 20%, sondern 15% Gase, so ist das abzusaugende Luftvolumen nur $\frac{15}{20}$ des in der Tabelle 70 Genannten.

Die Betrachtung der Tabelle 70 lehrt nicht nur die effektiv abzusaugende Wasser- und Luftmenge kennen, sondern sie zeigt auch, dass für jedes bestimmte Vakuum und jede Einspritzwasser-Temperatur eine bestimmte günstigste Ablaufwasser-Temperatur besteht, bei der das abzusaugende Luftvolumen am kleinsten ist. Das ist erklärlich, denn je wärmer man das Ablaufwasser fortgehen lässt, um so weniger braucht man davon, und um so weniger Luft wird folglich in den Kondensator geführt; aber je wärmer das Ablaufwasser, desto höher die Dampfspannung über ihm, desto geringer die Luftspannung, desto grösser ihr specifisches Volumen.

Unter der Voraussetzung, dass das abzusaugende Luftgewicht direkt proportional dem zugeführten Einspritzwasser sei, tritt dieser günstigste Zustand (des kleinsten abzusaugenden Luftvolumens), der in der Tabelle 70 durch einen * Stern kenntlich gemacht ist, auch dann bei denselben kenntlich gemachten Ablauf-Temperaturen ein, wenn das Kühlwasser einen anderen Luftgehalt, als wir annahmen, hat. Leider ist aber unsere Annahme der vollkommenen Proportionalität zwischen Wasser und Luft nicht ganz zutreffend.

In Wirklichkeit wird daher der günstigste Zustand oft bei einer anderen Ablauf-Temperatur erfolgen. Man kann vorher nicht angeben, bei welcher, und muss sich damit begnügen, zu wissen, dass es einen günstigsten Zustand giebt, den man bei Apparaten im Betriebe wohl ausprobiren kann.

Da die nassen Luftpumpen sowohl die Luft als auch das Einspritzwasser abführen müssen, so ist ihre Grösse so zu bestimmen, dass zu dem in der Tabelle 70 angegebenen abzusaugenden Luftvolumen V_{in} auch noch das Einspritzwasser W addirt wird.

Tabelle 71.

Kühlwasserverbrauch und abzusaugendes Luftvolumen in Litern für 100 Kilo Wasserdampf bei Luftleeren von 600—740 mm.
Kühlwasser-Anfangs-Temperaturen von t_a = 5°—50°,
„ End- „ „ t_e = 10°—61,5°
bei trockenen Einspritz-Kondensatoren.

Vakuum 600 mm Temperatur 61,5°			Absolute Spannung 160 m Gesammtwärme c = 625			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{ta}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
5	61,5	997	5	153,5	0,25	978
„	„	„	10	150,8	„	1017
„	„	„	15	147,3	„	1055
„	55	1140	5	153,5	0,285	1114
„	„	„	10	150,8	„	1159
„	„	„	15	147,3	„	1205
„	50	1277	5	153,5	0,319	1247
„	„	„	10	150,8	„	1298
„	„	„	15	147,3	„	1346
10	61,5	1094	10	150,8	0,274	1115
„	„	„	15	147,3	„	1156
„	„	„	20	142,6	„	1210
„	55	1266	10	150,8	0,317	1289
„	„	„	15	147,3	„	1338
„	„	„	20	142,6	„	1400
„	50	1437	10	150,8	0,359	1460
„	„	„	15	147,3	„	1515
„	„	„	20	142,6	„	1586
15	61,5	1212	15	147,3	0,303	1279
„	„	„	20	142,6	„	1338
„	„	„	25	136,5	„	1430
„	55	1425	15	147,3	0,356	1502
„	„	„	20	142,6	„	1572
„	„	„	25	136,5	„	1680
„	50	1642	15	147,3	0,41	1732
„	„	„	20	142,6	„	1811
„	„	„	25	136,5	„	1938
20	61,5	1385	20	142,6	0,346	1528
„	„	„	25	136,5	„	1633
„	„	„	30	128,5	„	1776
„	55	1629	20	142,6	0,407	1798
„	„	„	25	136,5	„	1921

Tabelle 71.

Vakuum 600 mm Temperatur 61,5°			Absolute Spannung 160 m Gesammtwärme c = 625			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{la}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
20	55	1629	30	128,5	0,407	2088
„	50	1917	20	142,6	0,479	2116
„	„	„	25	136,5	„	2259
„	„	„	30	128,5	„	2449
25	61,5	1544	25	136,5	0,386	1831
„	„	„	30	128,5	„	1981
„	„	„	35	118,2	„	2173
„	55	1900	25	136,5	0,475	2242
„	„	„	30	128,5	„	2438
„	„	„	35	118,2	„	2674
„	50	2300	25	136,5	0,575	2714
„	„	„	30	128,5	„	2953
„	„	„	35	118,2	„	3237
30	61,5	1772	30	128,5	0,443	2274
„	„	„	35	118,2	„	2494
„	„	„	40	105,1	„	2856
„	55	2280	30	128,5	0,570	2926
„	„	„	35	118,2	„	3209
„	„	„	40	105,1	„	3675
„	50	2875	30	128,5	0,719	3691
„	„	„	35	118,2	„	4048
„	„	„	40	105,1	„	4635
35	61,5	2125	35	118,2	0,531	2992
„	„	„	40	105,1	„	3426
„	„	„	45	88,6	„	4128
„	55	2850	35	118,2	0,712	4011
„	„	„	40	105,1	„	4593
„	„	„	45	88,6	„	5524
„	50	3833	35	118,2	0,958	5394
„	„	„	40	105,1	„	6175
„	„	„	45	88,6	„	7427
40	61,5	2626	40	105,1	0,657	4299
„	„	„	45	88,6	„	5094
„	„	„	50	68	„	6747
„	55	3800	40	105,1	0,950	6124
„	„	„	45	88,6	„	7365
„	„	„	50	68	„	9756
„	50	5750	40	105,1	1,437	9263

Tabelle 71.

Vakuum 600 mm Temperatur 61,5°			Absolute Spannung 160 m Gesammtwärme c = 625			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{la}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
40	50	5750	45	88,6	1,437	11141
„	„	„	50	68	„	14758
45	61,5	3415	45	88,6	0,854	6621
„	„	„	50	68	„	8770
„	„	„	55	42,5	„	14262
„	55	5700	45	88,6	1,425	11047
„	„	„	50	68	„	14634
„	„	„	55	42,5	„	23798
„	50	11500	45	88,6	2,875	22090
„	„	„	50	68	„	29526
„	„	„	55	42,5	„	58013
50	61,5	4895	50	68	1,224	12450
„	„	„	55	42,2	„	20300
„	„	„	60	12	„	169500
„	55	11300	50	68	2,825	29013
Vakuum 620 mm Temperatur 58,5°			Absolute Spannung 140 m Gesammtwärme c = 624			
5	58,5	1057	5	133,5	0,26	1185
„	„	„	10	130,8	„	1215
„	„	„	15	127,3	„	1269
„	50	1276	5	133,5	0,319	1454
„	„	„	10	130,8	„	1489
„	„	„	15	127,3	„	1557
„	45	1447	5	133,5	0,362	1650
„	„	„	10	130,8	„	1692
„	„	„	15	127,3	„	1767
10	58,5	1166	10	130,8	0,291	1342
„	„	„	15	127,3	„	1423
„	„	„	20	122,6	„	1505
„	50	1435	10	130,8	0,359	1678
„	„	„	15	127,3	„	1752
„	„	„	20	122,6	„	1856
„	45	1654	10	130,8	0,414	1935
„	„	„	15	127,3	„	2020
„	„	„	20	122,6	„	2140
15	58,5	1300	15	127,3	0,325	1586
„	„	„	20	122,6	„	1680

Tabelle 71.

Vakuum 620 mm Temperatur 58,5°			Absolute Spannung 140 m Gesammtwärme c 624			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur t_a	End- Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{ze}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
15	58,5	1300	25	116,5	0,325	1797
,,	50	1640	15	127,3	0,410	2001
,,	,,	,,	20	122,6	,,	2120
,,	,,	,,	25	116,5	,,	2267
,,	45	1930	15	127,3	0,482	2355
,,	,,	,,	20	122,6	,,	2495
,,	,,	,,	25	116,5	,,	2668
20	58	1516	20	122,6	0,379	1959
,,	,,	,,	25	116,5	,,	2094
,,	,,	,,	30	108,5	,,	2310
,,	50	1913	20	122,6	0,478	2471
,,	,,	,,	25	116,5	,,	2703
,,	,,	,,	30	108,5	,,	2913
,,	45	2315	20	122,6	0,579	2993
,,	,,	,,	25	116,5	,,	3202
,,	,,	,,	30	108,5	,,	3529
25	58	1715	25	116,5	0,429	2372
,,	,,	,,	30	108,5	,,	2615
,,	,,	,,	35	98,2	,,	2913
,,	50	2296	25	116,5	0,574	3174
,,	,,	,,	30	108,5	,,	3498
,,	,,	,,	35	98,2	,,	3892
,,	45	2895	25	116,5	0,724	4004
,,	,,	,,	30	108,5	,,	4413
,,	,,	,,	35	98,2	,,	4908
30	58	2021	30	108,5	0,505	3078
,,	,,	,,	35	98,2	,,	3424
,,	,,	,,	40	85,1	,,	4020
,,	50	2870	30	108,5	0,718	4376
,,	,,	,,	35	98,2	,,	4868
,,	,,	,,	40	85,1	,,	5715
,,	45	3860	30	108,5	0,965	5855
,,	,,	,,	35	98,2	,,	6543
,,	,,	,,	40	85,1	,,	7681
35	58	2304	35	98,2	0,576	3905
,,	,,	,,	40	85,1	,,	4585
,,	,,	,,	45	68,6	,,	5777
,,	50	3827	35	98,2	0,957	6488

Tabelle 71.

Vakuum 620 mm Temperatur 58,5°			Absolute Spannung 140 m Gesammtwärme c = 624			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{ze}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
35	50	3827	40	85,1	0,957	7618
,,	,,	,,	45	68,6	,,	9599
,,	45	5790	35	98,2	1,448	9817
,,	,,	,,	40	85,1	,,	11526
,,	,,	,,	45	68,6	,,	14523
40	58	3144	40	85,1	0,786	6257
,,	,,	,,	45	68,6	,,	7884
,,	,,	,,	50	48	,,	11444
,,	50	5740	40	85,1	1,435	11022
,,	,,	,,	45	68,6	,,	14393
,,	,,	,,	50	48	,,	20893
,,	45	11580	40	85,1	2,895	23044
,,	,,	,,	45	68,6	,,	29037
,,	,,	,,	50	48	,,	42151
45	58	4354	45	68,6	1,089	10923
,,	,,	,,	50	48	,,	15856
,,	,,	,,	55	22,5	,,	34685
,,	50	11480	45	68,6	2,870	28786
,,	,,	,,	50	48	,,	41787
,,	,,	,,	55	22,5	,,	91410
50	58	7075	50	48	1,769	25766
Vakuum 640 mm Temperatur 55°			Absolute Spannung 120 m Gesammtwärme c = 623			
5	55	1136	5	113,5	0,284	1503
,,	,,	,,	10	110,8	,,	1568
,,	,,	,,	15	107,3	,,	1647
,,	50	1251	5	113,5	0,313	1656
,,	,,	,,	10	110,8	,,	1728
,,	,,	,,	15	107,3	,,	1815
,,	45	1445	5	113,5	0,3615	1924
,,	,,	,,	10	110,8	,,	1995
,,	,,	,,	15	107,3	,,	2096
10	55	1262	10	110,8	0,315	1739
,,	,,	,,	15	107,3	,,	1828
,,	,,	,,	20	102,6	,,	1943
,,	50	1432	10	110,8	0,358	1976
,,	,,	,,	15	107,3	,,	2076

Tabelle [illegible]

Vakuum 640 mm Temperatur 55°			Absolute Spannung [illegible] m Gesammtwärme [illegible]			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{ta}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
10	50	1432	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
"	45	1651	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
"	"	"	15	[illegible]	"	[illegible]
"	"	"	[illegible]	[illegible]	"	[illegible]
15	55	1420	15	[illegible]	[illegible]	[illegible]
"	"	"	[illegible]	[illegible]	"	[illegible]
"	"	"	25	[illegible]	"	[illegible]
"	50	1637	15	[illegible]	[illegible]	[illegible]
"	"	"	[illegible]	[illegible]	"	[illegible]
"	"	"	25	[illegible]	"	[illegible]
"	45	1927	15	[illegible]	[illegible]	[illegible]
"	"	"	[illegible]	[illegible]	"	[illegible]
"	"	"	25	[illegible]	"	[illegible]
20	55	1625	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
"	"	"	25	[illegible]	"	2712
"	"	"	30	[illegible]	"	[illegible]
"	50	1910	20	[illegible]	0,480	[illegible]
"	"	"	25	96,5	"	3206
"	"	"	30	88,5	"	3593
"	45	2312	20	102,6	0,578	3566
"	"	"	25	96,5	"	3861
"	"	"	30	88,5	"	4326
25	55	1893	25	96,5	0,473	3160
"	"	"	30	88,5	"	3540
"	"	"	35	78,2	"	4026
"	50	2292	25	96,5	0,573	3828
"	"	"	30	88,5	"	4289
"	"	"	35	78,2	"	4877
"	45	2890	25	96,5	0,722	4824
"	"	"	30	88,5	"	5408
"	"	"	35	78,2	"	6150
30	55	2272	30	88,5	0,568	4241
"	"	"	35	78,2	"	4766
"	"	"	40	65,1	"	5937
"	50	2865	30	88,5	0,716	5350
"	"	"	35	78,2	"	6004
"	"	"	40	65,1	"	7471
"	45	3833	30	88,5	0,956	7156

Tabelle 71

Vakuum 640 mm Temperatur 55°			Absolute Spannung 120 m Gesammtwärme c = 623			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{ta}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
[illegible]	[illegible]	3833	35	78,2	0,956	8137
"	"	"	40	65,1	"	9976
[illegible]	[illegible]	2840	35	78,2	0,710	6043
"	"	"	40	65,1	"	7409
"	"	"	45	48,6	"	10039
"	[illegible]	3822	35	78,2	0,955	8128
"	"	"	40	65,1	"	9965
"	"	"	45	48,6	"	13504
"	[illegible]	1780	35	78,2	1,445	12298
"	"	"	40	65,1	"	15079
"	"	"	45	48,6	"	20342
[illegible]	[illegible]	3757	40	65,1	0,947	9882
	"	"	45	48,6	"	13391
"	"	"	50	28	"	22018
"	[illegible]	1730	40	65,1	1,432	14943
"	"	"	45	48,6	"	20248
"	"	"	50	28	"	33294
"	[illegible]	11560	40	65,1	2,89	30157
"	"	"	45	48,6	"	40685
"	"	"	50	28	"	67193
[illegible]	[illegible]	3680	45	48,6	1,420	20779
"	"	"	50	28	"	35684
"	"	"	55	2,5	"	295360
"	[illegible]	11460	45	48,6	2,865	40511
"	"	"	50	28	"	71997
"	"	"	55	2,5	"	595920
[illegible]	[illegible]	11360	50	28	2,840	71369
Vakuum 660 mm Temperatur 52°			Absolute Spannung 100 m Gesammtwärme c = 622			
[illegible]	[illegible]	1213	5	93,5	0,303	1947
"	"	"	10	90,8	"	1865
"	"	"	15	87,3	"	2160
"	[illegible]	1440	5	93,5	0,360	2313
"	"	"	10	90,8	"	2216
"	"	"	15	87,3	"	2567
"	[illegible]	1660	5	93,5	0,415	2666
"	"	"	10	90,8	"	2555

Tabelle 71.

Vakuum 660 mm Temperatur 52°			Absolute Spannung 100 m Gesammtwärme c = 622			
Kühlwasser-			Luft-			
nfangs- Temperatur t_a	End- Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{za}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
5	40	1660	15	87,3	0,415	2958
10	52	1357	10	90,8	0,339	2087
„	„	„	15	87,3	„	2417
„	„	„	20	82,6	„	2600
„	45	1650	10	90,8	0,412	2539
„	„	„	15	87,3	„	2941
„	„	„	20	82,6	„	3164
„	40	1940	10	90,8	0,485	2986
„	„	„	15	87,3	„	4458
„	„	„	20	82,6	„	3720
15	52	1540	15	87,3	0,385	2745
„	„	„	20	82,6	„	2953
„	„	„	25	76,5	„	3241
„	45	1923	15	87,3	0,481	3429
„	„	„	20	82,6	„	3689
„	„	„	25	76,5	„	4049
„	40	2328	15	87,3	0,582	4149
„	„	„	20	82,6	„	4464
„	„	„	25	76,5	„	4899
20	52	1781	20	82,6	0,445	3413
„	„	„	25	76,5	„	3746
„	„	„	30	68,5	„	4326
„	45	2308	20	82,6	0,577	4426
„	„	„	25	76,5	„	4857
„	„	„	30	68,5	„	5610
„	40	2910	20	82,6	0,782	5584
„	„	„	25	76,5	„	6128
„	„	„	30	68,5	„	7078
25	52	2111	25	76,5	0,528	4445
„	„	„	30	68,5	„	5133
„	„	„	35	58,2	„	6040
„	45	2885	25	76,5	0,721	6069
„	„	„	30	68,5	„	7010
„	„	„	35	58,2	„	8248
„	40	3800	25	76,5	0,95	7997
„	„	„	30	68,5	„	9236
„	„	„	35	58,2	„	10868
30	52	2591	30	68,5	0,648	6300

Tabelle 71.

Vakuum 660 mm Temperatur 52°			Absolute Spannung 100 m Gesammtwärme c = 622			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{za}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
30	52	2591	35	58,2	0,648	7413
„	„	„	40	45,1	„	9662
„	45	3848	30	68,5	0,962	9353
„	„	„	35	58,2	„	11005
„	„	„	40	45,1	„	14478
„	40	5820	30	68,5	1,455	14146
„	„	„	35	58,2	„	16645
„	„	„	40	45,1	„	21898
35	52	3354	35	58,2	0,839	9599
„	„	„	40	45,1	„	12627
„	„	„	45	28,6	„	20268
„	45	5770	35	58,2	1,442	16502
„	„	„	40	45,1	„	21709
„	„	„	45	28,6	„	34946
„	40	11640	35	58,2	2,910	33290
„	„	„	40	45,1	„	43796
„	„	„	45	28,6	„	70297
40	52	4750	40	45,1	1,188	17879
„	„	„	45	28,6	„	28699
„	„	„	50	8	„	106540
„	45	11540	40	45,1	2,885	43419
„	„	„	45	28,6	„	69693
„	„	„	50	8	„	258727
45	52	8143	45	28,6	2,036	49180
„	„	„	50	8	„	182108
50	52	—	—	—	—	—
Vakuum 680 mm Temperatur 48°			Absolute Spannung 80 m Gesammtwärme c = 621			
5	48	1356	5	73,5	0,369	2773
„	„	„	10	70,8	„	2963
„	„	„	15	67,3	„	3145
„	40	1718	5	73,5	0,4295	3513
„	„	„	10	70,8	„	3754
„	„	„	15	67,3	„	3984
„	35	1953	5	73,5	0,488	3992
„	„	„	10	70,8	„	4158
„	„	„	15	67,3	„	4527

Tabelle 71.

Vakuum 680 mm Temperatur 48°			Absolute Spannung 80 m Gesammtwärme c = 621			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{la}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
10	48	1509	10	70,8	0,377	3295
„	„	„	15	67,3	„	3497
„	„	„	20	62,6	„	3827
„	40	1937	10	70,8	0,484	4230
„	„	„	15	67,3	„	4490
„	„	„	20	62,6	„	4912
„	35	2344	10	70,8	0,586	5122
„	„	„	15	67,3	„	5436
„	„	„	20	62,6	„	5948
15	48	1737	15	67,3	0,434	4026
„	„	„	20	62,3	„	4405
„	„	„	25	56,5	„	4958
„	40	2324	15	67,3	0,581	5389
„	„	„	20	62,6	„	5897
„	„	„	25	56,5	„	6638
„	35	2930	15	67,3	0,732	6790
„	„	„	20	62,6	„	7435
„	„	„	25	56,5	„	8369
20	48	2040	20	62,6	0,510	5177
„	„	„	25	55,5	„	5827
„	„	„	30	48,5	„	7043
„	40	2905	20	62,6	0,726	7369
„	„	„	25	55,5	„	8295
„	„	„	30	48,5	„	10026
„	35	3908	20	62,6	0,977	9917
„	„	„	25	55,5	„	11162
„	„	„	30	48,5	„	13492
25	48	2491	25	56,5	0,623	7118
„	„	„	30	48,5	„	8603
„	„	„	35	38,2	„	10870
„	40	3866	25	56,5	0,967	11047
„	„	„	30	48,5	„	13354
„	„	„	35	38,2	„	16903
„	35	5770	25	56,5	1,442	16475
„	„	„	30	48,5	„	19901
„	„	„	35	38,2	„	25215
30	48	3184	30	48,5	0,796	10993
„	„	„	35	38,2	„	13949

Tabelle 71.

Vakuum 680 mm Temperatur 48°			Absolute Spannung 80 m Gesammtwärme c = 621			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur t_a	End- Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{ta}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
30	48	3184	40	25,1	0,796	22246
"	40	5810	30	48,5	1,453	20070
"	"	"	35	38,5	"	25433
"	"	"	40	25,1	"	41059
"	35	11720	30	48,5	2,930	40460
"	"	"	35	38,5	"	51196
"	"	"	40	25,1	"	80780
35	48	4408	35	38,2	1,102	19263
"	"	"	40	25,1	"	30382
"	"	"	45	8,6	"	242247
"	40	11620	35	38,2	2,905	50769
"	"	"	40	25,1	"	80090
"	"	"	45	8,6	"	91895
40	48	7043	40	25,1	1,761	48561
"	"	"	45	8,6	"	146850
45	48	19100	45	8,6	4,775	—
Vakuum 700 mm Temperatur 44°			Absolute Spannung 60 m Gesammtwärme c = 619			
5	44	1474	5	53,5	0,369	4149
"	"	"	10	50,8	"	4446
"	"	"	15	47,3	"	4863
"	35	1945	5	53,5	0,486	5465
"	"	"	10	50,8	"	5816
"	"	"	15	47,3	"	6405
"	30	2356	5	53,5	0,589	6623
"	"	"	10	50,8	"	7097
"	"	"	15	47,3	"	7763
10	44	1691	10	50,8	0,425	5121
"	"	"	15	47,3	"	5502
"	"	"	20	42,6	"	6333
"	35	2335	10	50,8	0,584	7037
"	"	"	15	47,3	"	7697
"	"	"	20	42,6	"	8702
"	30	2945	10	50,8	0,736	8869
"	"	"	15	47,3	"	9700
"	"	"	20	42,6	"	10966
15	44	1983	15	47,3	0,496	6537

Tabelle 71.

Vakuum 700 mm Temperatur 44°			Absolute Spannung 60 m Gesammtwärme c = 619			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{la}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
15	44	1983	20	42,6	0,496	6390
„	„	„	25	36,5	„	8779
„	35	2920	15	47,3	0,73	9621
„	„	„	20	42,6	„	10877
„	„	„	25	36,5	„	12921
„	30	3926	15	47,3	0,981	12936
„	„	„	20	42,6	„	14624
„	„	„	25	36,5	„	17363
20	44	2396	20	42,6	0,599	8925
„	„	„	25	36,5	„	10602
„	„	„	30	28,5	„	14364
„	35	3890	20	42,6	0,972	14483
„	„	„	25	36,5	„	17204
„	„	„	30	28,5	„	23309
„	30	5890	20	42,6	1,472	21933
„	„	„	25	36,5	„	26063
„	„	„	30	28,5	„	35310
25	44	3026	25	36,5	0,757	13399
„	„	„	30	28,5	„	18153
„	„	„	35	18,2	„	27858
„	35	5840	25	36,5	1,460	25842
„	„	„	30	28,5	„	35011
„	„	„	35	18,2	„	53728
„	30	11780	25	36,5	2,945	52126
„	„	„	30	28,5	„	70621
„	„	„	35	18,2	„	108376
30	44	4108	30	28,5	1,027	24627
„	„	„	35	18,2	„	37794
„	„	„	40	5,1	„	143780
„	35	11680	30	28,5	2,920	70022
„	„	„	35	18,2	„	10746
„	„	„	40	5,1	„	408800
35	44	6410	35	18,2	1,603	58990
„	„	„	40	5,1	„	224420
40	44	14425	40	5,1	3,606	504840

Tabelle 71.

Vakuum 710 mm Temperatur 38°			Absolute Spannung 50 m Gesammtwärme c = 618			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{la}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
5	38	1758	5	43,5	0,44	6090
„	„	„	10	40,8	„	7542
„	„	„	15	37,3	„	7366
„	30	2352	5	43,5	0,588	8138
„	„	„	10	40,8	„	10078
„	„	„	15	37,3	„	9843
„	25	2965	5	43,5	0,741	10255
„	„	„	10	40,8	„	12601
„	„	„	15	37,3	„	12404
10	38	2071	10	40,8	0,518	8878
„	„	„	15	37,3	„	8668
„	„	„	20	32,6	„	10117
„	30	2690	10	40,8	0,672	11527
„	„	„	15	37,3	„	11257
„	„	„	20	32,6	„	13124
„	25	3953	10	40,8	0,988	16934
„	„	„	15	37,3	„	16539
„	„	„	20	32,6	„	19295
15	38	2609	15	37,3	0,652	10914
„	„	„	20	32,6	„	12732
„	„	„	25	26,5	„	15935
„	30	3920	15	37,3	0,980	16405
„	„	„	20	32,6	„	19239
„	„	„	25	26,5	„	23951
„	25	5930	15	37,3	1,482	23849
„	„	„	20	32,6	„	28943
„	„	„	25	26,5	„	36220
20	38	3277	20	32,6	0,819	15995
„	„	„	25	26,5	„	20016
„	„	„	30	18,5	„	30745
„	30	5888	20	32,6	1,470	18709
„	„	„	25	26,5	„	35927
„	„	„	30	18,5	„	55184
„	25	11860	20	32,6	2,97	58004
„	„	„	25	26,5	„	72587
„	„	„	30	18,5	„	111494
25	38	4530	25	26,5	1,132	27678
„	„	„	30	18,5	„	42514

Tabelle 71.

Vakuum 680 mm Temperatur 48°			Absolute Spannung 80 m Gesammtwärme c = 621			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{la}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
10	48	1509	10	70,8	0,377	3295
„	„	„	15	67,3	„	3497
„	„	„	20	62,6	„	3827
„	40	1937	10	70,8	0,484	4230
„	„	„	15	67,3	„	4490
„	„	„	20	62,6	„	4912
„	35	2344	10	70,8	0,586	5122
„	„	„	15	67,3	„	5436
„	„	„	20	62,6	„	5948
15	48	1737	15	67,3	0,434	4026
„	„	„	20	62,3	„	4405
„	„	„	25	56,5	„	4958
„	40	2324	15	67,3	0,581	5389
„	„	„	20	62,6	„	5897
„	„	„	25	56,5	„	6638
„	35	2930	15	67,3	0,732	6799
„	„	„	20	62,6	„	7435
„	„	„	25	56,5	„	8369
20	48	2040	20	62,6	0,510	5177
„	„	„	25	55,5	„	5827
„	„	„	30	48,5	„	7043
„	40	2905	20	62,6	0,726	7369
„	„	„	25	55,5	„	8295
„	„	„	30	48,5	„	10026
„	35	3908	20	62,6	0,977	9917
„	„	„	25	55,5	„	11162
„	„	„	30	48,5	„	13492
25	48	2491	25	56,5	0,623	7118
„	„	„	30	48,5	„	8903
„	„	„	35	38,2	„	10870
„	40	3866	25	56,5	0,967	11047
„	„	„	30	48,5	„	13354
„	„	„	35	38,2	„	16903
„	35	5770	25	56,5	1,442	16475
„	„	„	30	48,5	„	19901
„	„	„	35	38,2	„	25215
30	48	3184	30	48,5	0,796	10993
„	„	„	35	38,2	„	13949

Tabelle 71.

Vakuum 720 mm Temperatur 34,5°			Absolute Spannung 40 m Gesammtwärme c = 617			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{la}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
20	34,5	3949	25	16,5	0,987	38305
„	„	„	30	8,5	„	87676
„	25	11840	20	22,6	2,96	85945
„	„	„	25	16,5	„	114878
„	„	„	30	8,5	„	262936
25	34,5	6131	25	16,5	1,533	59466
„	„	„	30	8,5	„	136176
30	34,5	12947	30	8,5	3,236	287494
Vakuum 730 mm Temperatur 29°			Absolute Spannung 30 m Gesammtwärme c = 615			
5	29	2443	5	23,5	0,611	15782
„	„	„	10	20,8	„	18078
„	„	„	15	17,3	„	21972
„	20	3966	5	23,5	0,991	25697
„	„	„	10	20,8	„	29440
„	„	„	15	17,3	„	35636
„	15	6000	5	23,5	1,500	38740
„	„	„	10	20,8	„	44382
„	„	„	15	17,3	„	53940
10	29	3084	10	20,8	0,771	20612
„	„	„	15	17,3	„	27725
„	„	„	20	12,6	„	39051
„	20	5950	10	20,8	1,488	44027
„	„	„	15	17,3	„	53508
„	„	„	20	12,6	„	75367
„	15	12000	10	20,8	3,000	88764
„	„	„	15	17,3	„	106788
„	„	„	20	12,6	„	151950
15	29	4185	15	17,3	1,046	37494
„	„	„	20	12,6	„	52980
„	„	„	25	6,5	„	101012
„	20	11900	15	17,3	2,975	86981
„	„	„	20	12,6	„	150684
„	„	„	25	6,5	„	287296
20	29	6511	20	12,6	1,628	82458
„	„	„	25	6,5	„	157916
25	29	14650	25	6,5	3,660	353446

Tabelle 71.

Vakuum 740 mm Temperatur 21°			Absolute Spannung 20 m Gesammtwärme c = 613			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{la}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
5	21	3694	5	13,5	0,924	41626
„	„	„	10	10,8	„	52742
„	„	„	15	7,3	„	79679
„	15	5980	5	13,5	1,495	67350
„	„	„	10	10,8	„	85335
„	„	„	15	7,3	„	128718
„	10	12060	5	13,5	3,015	135600
„	„	„	10	10,8	„	171280
„	„	„	15	7,3	„	258699
10	21	5382	10	10,8	1,345	76773
„	„	„	15	7,3	„	115983
„	„	„	20	2,6	„	245718
„	15	11960	10	10,8	2,990	170670
„	„	„	15	7,3	„	257836
„	„	„	20	2,6	„	566243
15	21	9867	15	7,3	2,467	212737
„	„	„	20	2,6	„	450696
20	„	59200	20	2,6	14,800	2703812

C. Das bei trockener Einspritz-Kondensation abzusaugende Luftvolumen.

Eine trockene Luftpumpe ist eine solche, welche die Luft und die unkondensirten Gase aus dem Kondensator absaugt, dagegen nicht das Wasser. Sie nimmt die Luft an der Stelle des Kondensators ab, an der das Kühlwasser eintritt, und daher hat auch die abgesaugte Luft ganz oder fast ganz die Temperatur dieses Einspritzwassers t_a.

Da unserer Annahme zufolge das Gewicht der aus dem Kondensator geführten, also auch von der Luftpumpe abzusaugenden Luft direkt proportional sein soll der Menge des Einspritzwassers, so gilt auch hier die Gleichung (240) für das Luftgewicht:

$$L = \frac{W \cdot 0{,}25}{1000} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (246)$$

Tabelle 71.

Vakuum 720 mm Temperatur 34,5°			Absolute Spannung 40 m Gesammtwärme c = 617			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{la}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
20	34,5	3949	25	16,5	0,987	38305
„	„	„	30	8,5	„	87676
„	25	11840	20	22,6	2,96	85945
„	„	„	25	16,5	„	114878
„	„	„	30	8,5	„	262936
25	34,5	6131	25	16,5	1,533	59466
„	„	„	30	8,5	„	136176
30	34,5	12947	30	8,5	3,236	287494
Vakuum 730 mm Temperatur 29°			Absolute Spannung 30 m Gesammtwärme c = 615			
5	29	2443	5	23,5	0,611	15782
„	„	„	10	20,8	„	18078
„	„	„	15	17,3	„	21972
„	20	3966	5	23,5	0,991	25697
„	„	„	10	20,8	„	29440
„	„	„	15	17,3	„	35636
„	15	6000	5	23,5	1,500	38740
„	„	„	10	20,8	„	44382
„	„	„	15	17,3	„	53940
10	29	3084	10	20,8	0,771	20612
„	„	„	15	17,3	„	27725
„	„	„	20	12,6	„	39051
„	20	5950	10	20,8	1,488	44027
„	„	„	15	17,3	„	53508
„	„	„	20	12,6	„	75367
„	15	12000	10	20,8	3,000	88764
„	„	„	15	17,3	„	106788
„	„	„	20	12,6	„	151950
15	29	4185	15	17,3	1,046	37494
„	„	„	20	12,6	„	52980
„	„	„	25	6,5	„	101012
„	20	11900	15	17,3	2,975	86981
„	„	„	20	12,6	„	150684
„	„	„	25	6,5	„	287296
20	29	6511	20	12,6	1,628	82458
„	„	„	25	6,5	„	157916
25	29	14650	25	6,5	3,660	353446

Tabelle 71.

Vakuum 740 mm Temperatur 21°			Absolute Spannung 20 m Gesammtwärme c = 613			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{la}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
5	21	3694	5	13,5	0,924	41626
„	„	„	10	10,8	„	52742
„	„	„	15	7,3	„	79679
„	15	5980	5	13,5	1,495	67350
„	„	„	10	10,8	„	85335
„	„	„	15	7,3	„	128718
„	10	12060	5	13,5	3,015	135600
„	„	„	10	10,8	„	171280
„	„	„	15	7,3	„	258699
10	21	5382	10	10,8	1,345	76773
„	„	„	15	7,3	„	115983
„	„	„	20	2,6	„	245718
„	15	11960	10	10,8	2,990	170670
„	„	„	15	7,3	„	257836
„	„	„	20	2,6	„	566243
15	21	9867	15	7,3	2,467	212737
„	„	„	20	2,6	„	450696
20	„	59200	20	2,6	14,800	2703812

C. Das bei trockener Einspritz-Kondensation abzusaugende Luftvolumen.

Eine trockene Luftpumpe ist eine solche, welche die Luft und die unkondensirten Gase aus dem Kondensator absaugt, dagegen nicht das Wasser. Sie nimmt die Luft an der Stelle des Kondensators ab, an der das Kühlwasser eintritt, und daher hat auch die abgesaugte Luft ganz oder fast ganz die Temperatur dieses Einspritzwassers t_a.

Da unserer Annahme zufolge das Gewicht der aus dem Kondensator geführten, also auch von der Luftpumpe abzusaugenden Luft direkt proportional sein soll der Menge des Einspritzwassers, so gilt auch hier die Gleichung (240) für das Luftgewicht:

$$L = \frac{W \cdot 0{,}25}{1000} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (246)$$

Tabelle 71.

Vakuum 720 mm Temperatur 34,5°			Absolute Spannung 40 m Gesammtwärme c = 617			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_m	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
20	34,5	3949	25	16,5	0,987	38305
„	„	„	30	8,5	„	87676
„	25	11840	20	22,6	2,96	85945
„	„	„	25	16,5	„	114878
„	„	„	30	8,5	„	262936
25	34,5	6131	25	16,5	1,533	59466
„	„	„	30	8,5	„	136176
30	34,5	12947	30	8,5	3,236	287494
Vakuum 730 mm Temperatur 29°			Absolute Spannung 30 m Gesammtwärme c = 615			
5	29	2443	5	23,5	0,611	15782
„	„	„	10	20,8	„	18078
„	„	„	15	17,3	„	21972
„	20	3966	5	23,5	0,991	25697
„	„	„	10	20,8	„	29440
„	„	„	15	17,3	„	35636
„	15	6000	5	23,5	1,500	38740
„	„	„	10	20,8	„	44382
„	„	„	15	17,3	„	53940
10	29	3084	10	20,8	0,771	20612
„	„	„	15	17,3	„	27725
„	„	„	20	12,6	„	39051
„	20	5950	10	20,8	1,488	44027
„	„	„	15	17,3	„	53508
„	„	„	20	12,6	„	75367
„	15	12000	10	20,8	3,000	88764
„	„	„	15	17,3	„	106788
„	„	„	20	12,6	„	151950
15	29	4185	15	17,3	1,046	37494
„	„	„	20	12,6	„	52980
„	„	„	25	6,5	„	101012
„	20	11900	15	17,3	2,975	86981
„	„	„	20	12,6	„	150684
„	„	„	25	6,5	„	287296
20	29	6511	20	12,6	1,628	82458
„	„	„	25	6,5	„	157916
25	29	14650	25	6,5	3,660	353446

Tabelle 71.

Vakuum 740 mm Temperatur 21°			Absolute Spannung 20 m Gesammtwärme c = 613			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur t_a	End-Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperat. t_{la}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
5	21	3694	5	13,5	0,924	41626
„	„	„	10	10,8	„	52742
„	„	„	15	7,3	„	79679
„	15	5980	5	13,5	1,495	67350
„	„	„	10	10,8	„	85335
„	„	„	15	7,3	„	128718
„	10	12060	5	13,5	3,015	135600
„	„	„	10	10,8	„	171280
„	„	„	15	7,3	„	258699
10	21	5382	10	10,8	1,345	76773
„	„	„	15	7,3	„	115983
„	„	„	20	2,6	„	245718
„	15	11960	10	10,8	2,990	170670
„	„	„	15	7,3	„	257836
„	„	„	20	2,6	„	566243
15	21	9867	15	7,3	2,467	212737
„	„	„	20	2,6	„	450696
20	„	59200	20	2,6	14,800	2703812

C. Das bei trockener Einspritz-Kondensation abzusaugende Luftvolumen.

Eine trockene Luftpumpe ist eine solche, welche die Luft und die unkondensirten Gase aus dem Kondensator absaugt, dagegen nicht das Wasser. Sie nimmt die Luft an der Stelle des Kondensators ab, an der das Kühlwasser eintritt, und daher hat auch die abgesaugte Luft ganz oder fast ganz die Temperatur dieses Einspritzwassers t_a.

Da unserer Annahme zufolge das Gewicht der aus dem Kondensator geführten, also auch von der Luftpumpe abzusaugenden Luft direkt proportional sein soll der Menge des Einspritzwassers, so gilt auch hier die Gleichung (240) für das Luftgewicht:

$$L = \frac{W \cdot 0{,}25}{1000} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (246)$$

Für das Luftvolumen V_{lt}, welches die trockene Luftpumpe abzuführen hat, benutzen wir die Gleichung (243) nur mit dem Unterschiede, dass hier für die Temperatur der Luft nicht diejenige des Ablaufwassers t_e, sondern etwa die des eintretenden Wassers t_a gesetzt wird.

$$V_{lt} = \frac{W \cdot 0{,}25}{1000} \frac{(273 + t_a)\ 29{,}27 \cdot 760}{p \cdot b} = \frac{W \cdot (273 + t_a)}{b} 5{,}385 \quad \textbf{(246)}$$

Mit Hülfe dieser Gleichung (246) ist die Tabelle 71 berechnet worden. Auch hier wird, wie bei nassen Kondensatoren, ein grösserer oder geringerer Gehalt des Einspritzwassers an Luft das abzusaugende Luftvolumen vergrössern oder verkleinern.

Die Unterschiede zwischen der nassen und der trockenen Kondensation (fast ganz zum Vortheil der letzteren) sind besonders folgende:

Da im Allgemeinen die Temperatur des aus den trockenen (Gegenstrom-) Kondensatoren ablaufenden Wassers höher sein kann als bei den nassen, weil es, wie wir wissen, fast die Temperatur der in den Kondensator strömenden Dampfe erreichen kann, so brauchen trockene Kondensatoren für dieselben Leistungen viel weniger Wasser als nasse.

Die geringere Wassermenge bringt auch entsprechend weniger Luft in den Raum und da diese Luft hier fast die Temperatur des eintretenden Kühlwassers behält, d. h. also viel kälter ist, als beim nassen Kondensator, so hat das geringere Luftgewicht auch noch ein kleineres specifisches Volumen. Auch der mit der Luft gemischte Dampf hat niedrigere Temperatur, also geringere Spannung, folglich bleibt von dem Gesammtdruck im Kondensator für die Luft ein grösserer Theil übrig. Aus dem trockenen Kondensator ist also fast immer ein kleineres Luftvolumen abzuführen.

Trockene Luftpumpen dürfen schneller laufen als nasse, weil sie kein Wasser zu bewältigen haben, sie werden also auch aus diesem Grunde für dieselbe Verdampfungsleistung immer kleiner sein können als nasse.

Vergleicht man die in den verschiedenen Fällen so sehr verschiedenen Volumina der abzusaugenden Luft, so erlaubt die Tabelle 71 folgende Schlüsse zu ziehen:

1. Noch mit recht warmem Kühlwasser können mit Hülfe der trockenen Kondensation ziemlich gute Vakuen erreicht werden. Solche Umstände erfordern nur viel

Kühlwasser und grosse Luftpumpen. Das Kühlwasser ist noch brauchbar, wenn es nur wenige Grade kälter ist, als die Temperatur der verdampfenden Flüssigkeit.

2. Je näher die Temperatur der abgeführten Luft der des eintretenden Kühlwassers und die Temperatur des Ablaufwassers der der verdampfenden Flüssigkeit ist, d. h. je vollkommener das Kühlwasser ausgenutzt wird, desto besser ist die Kondensation, und um so kleiner darf die Luftpumpe sein. Wenn bei gegebenem Verhältniss die Luftpumpe nur knapp gross genug ist, so kann die Kondensation durch reichlichere Wasserzugabe nie verbessert, sondern nur verschlechtert werden.

3. Es ist sehr wichtig, die Luft recht kalt aus dem Kondensator zu entnehmen. Je kälter die Luft, desto besser die Luftleere.

D. Das bei Oberflächen-Kondensation abzusaugende Luftvolumen.

Das Kühlwasser kommt mit dem Innern der Oberflächen-Kondensatoren, aus dem die Luftpumpe saugt, garnicht in Berührung, daher denn die vom Kühlwasser mitgeführte Luft in diesem Fall auch nicht von der Pumpe aufgenommen zu werden braucht. Die Luftpumpen haben vielmehr bei Oberflächen-Kondensatoren nur die aus der zu verdampfenden oder zu destillirenden Flüssigkeit stammende und die durch Undichtheiten des Apparats eingeführte Luft fortzuschaffen. Diese Maschinen können daher für Oberflächen-Kondensatoren kleiner, als für Einspritz-Kondensatoren sein.

Da ein experimenteller Anhalt für die aus diesen beiden Quellen eintretende Luftmenge nicht gegeben ist, so kann man sich nur auf allgemeine Erfahrungen stützen, und diese lehren, dass das bei Oberflächen-Kondensationen zu entfernende Luftvolumen etwa 0,6 des bei Einspritz-Kondensatoren fortzuschaffenden ist. Die Temperatur der abzusaugenden Luft ist dabei die des Kondensates nach seiner Kühlung. Das Kondensat habe die Temperatur t_{we}, die um einige Grade höher als die des eintretenden Kühlwassers ist, so folgt das abzusaugende Luftvolumen für 100 kg Kondensat:

$$V_{to} = 0{,}6 \frac{L\,(273 + t_{we})\ 29{,}27 \cdot 760}{p \cdot b} \quad . \quad . \quad (247)$$

Man erhält dieses Luftvolumen, wenn man das in der Tabelle 71 für trockene Einspritzkondensatoren ausgerechnete mit 0,6 multiplicirt.

Für Oberflächen-Kondensationen können sowohl nasse wie trockene Luftpumpen verwendet werden, die ersteren, wenn man mit der Luft auch das Destillat abnehmen will, die letzteren, wenn das Destillat besonders aufgefangen und abgeführt wird.

Die nasse Luftpumpe hat bei Oberflächen-Kondensationen für 100 kg Destillat abzuführen das Volumen:

$$V_{ln} = 100 + V_{lo} \text{ Liter} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (248)$$

Die trockene Luftpumpe hat abzuführen das Volumen:

$$V_{ln} = V_{lo} \text{ Liter} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (249)$$

XXIV. Einiges von Luftpumpen und welche Luftverdünnung mit ihnen zu erreichen ist.

Von den zu Verdampfungszwecken verwendeten Luftpumpen unterscheidet man im Wesentlichen zwei Arten: A. Klappenluftpumpen, B. Schieberluftpumpen.

A. Die Klappenluftpumpen.

Die Klappenluftpumpen haben Ventile aus Gummi- oder Metallplatten, die ohne Mechanismus durch den Druck der Luft geöffnet und geschlossen werden. Man nennt sie, wenn mit der Luft zugleich auch warmes (Kondensations-) Wasser eingesaugt werden muss, nasse Luftpumpen. Da man dem Wasser in den Pumpen nie eine so grosse Geschwindigkeit ertheilen darf wie etwa der Luft, so müssen diese Pumpen, im Fall sie Wasser saugen sollen, viel grössere Klappen haben, als wenn sie nur Luft fördern. Auch ihre Umdrehungszahl darf in diesem Fall nicht zu gross sein, nämlich nur 30—50 Umgänge pro Minute. Die Umdrehungszahl der nassen Luftpumpen darf auch darum nicht zu erheblich sein, weil es darauf ankommt, bei jedem Hube möglichst das ganze, bei dem Hube angesaugte, Luftquantum zu entfernen, was nur geschehen kann, wenn erst die Luft durch das möglichst wenig herumgeschleuderte Wasser und dann dieses selbst herausgedrückt wird. Bilden Luft und Wasser aber eine Mischung, was bei zu lebhafter Bewegung des Wassers in der Pumpe der Fall ist, so

treten beide zugleich, aber jedes nur zum Theil, aus der Pumpenklappe und es bleibt viel Luft im Cylinder zurück, welche die Leistung des nächsten Pumpenhubes verschlechtert. Die grösseren Ventile und Kanäle der nassen Pumpen verursachen, dass diese im Allgemeinen grössere schädliche Räume haben, als die später zu nennenden Schieberpumpen, und wir werden sogleich sehen, welchen Einfluss dies auf ihre Wirkung ausübt.

In den Fällen, in denen die Klappenpumpen als trockene Pumpen arbeiten sollen, d. h. als solche, die nicht zugleich Wasser mit der Luft fördern, das die schädlichen Räume ausfüllt und so zum grossen Theile unschädlich macht, ist es zweckmässig, bei jedem Hube eine kleine regulirbare Menge kalten Wassers oder Glycerins einsaugen und ausstossen zu lassen, um auf diese Weise die schädlichen Räume zu beseitigen. Patent No. 24092 von C. Heckmann, Berlin.

Ist das eingesaugte Wasser kalt, und geht die Pumpe nicht zu schnell, so kann man mit nassen Klappenpumpen sehr gute Resultate erzielen und Vakuen von 700—720, ja bis 730 mm im verdampfenden Apparat dauernd erhalten.

Im Allgemeinen sind die Klappenpumpen etwas weniger empfindlich und weniger kleinen Unfällen ausgesetzt wie die Schieberpumpen, sodass sie sich für kleine und mittlere Betriebe vorzüglich eignen, und zwar um so mehr, als sie das Einspritzwasser für den Kondensator, der zweckmässig dicht an der Pumpe angeordnet wird, selbst aus dem Brunnen saugen können, also keiner besonderen Wasserpumpe bedürfen, die bei trockenen Kondensatoren in den weitaus meisten Fällen nöthig ist. Das selbstthätige Ansaugen des Wassers aus einem tiefer gelegenen Gefäss oder Brunnen ist immer zulässig, wenn der Wasserspiegel nicht tiefer als 5 m unterhalb der Pumpenmitte sich befindet. Es ist aber zweckmässig, für den Anfang und für besondere Fälle, ein kleines Kaltwasser-Zulaufrohr anzuordnen, das beim Betriebsbeginn für kurze Zeit in Funktion gesetzt werden kann, um die Kondensation einzuleiten.

B. Die Schieber-Luftpumpen.

Bei diesen werden die Luft-Eintritts- und Austritts-Kanäle mechanisch geöffnet.

Diese Pumpen dürfen in der Regel kein Wasser mit der Luft saugen, man nennt sie daher auch trockene Pumpen. Ihre schädlichen Räume sind kleiner, ihre Umdrehungszahl kann grösser sein

(60—200 pro Minute), und sie eignen sich vorzüglich für grosse Leistungen. Sie bedürfen allemal eines Oberflächen- oder eines trockenen, womöglich Gegenstrom-Kondensators und sie brauchen zum Betriebe weniger Kraft wie die nassen Pumpen. Aber da die trockenen Kondensatoren wenigstens 10,2 m über dem Wasserablauf liegen müssen, so erfordern sie in fast allen Fällen besondere Wasserpumpen für die Beschaffung des Einspritzwassers.

Um die durch die schädlichen Räume bewirkte Leistungs-Verminderung der Luftpumpen zu beseitigen, ist vor Jahren von Professor Wellner der Druck-Ausgleich im todten Punkt vorgeschlagen worden, und jetzt werden wohl fast alle Luftpumpen mit Einrichtungen dieser Art versehen.

Wenn der Kolben der Luftpumpe bis nahe an den todten Punkt gekommen ist, so befindet sich in dem kleinen Raum V_s vor dem Kolben Luft von der Pressung der Atmosphäre p und in dem grossen Raum hinter dem Kolben $(J + V_s)$ befindet sich Luft von sehr viel geringerer Spannung. In diesem Augenblick wird bei geschlossenen Ein- und Austritts-Kanälen eine Verbindung beider Cylinderseiten hergestellt. Die gepresste Luft tritt in beide Cylinderseiten, dehnt sich aus, und auf beiden Seiten des Kolbens herrscht nun nach geschehenem Druckausgleich der gleiche Druck:

$$p_a = \frac{p \cdot V_s}{J + 2\,V_s} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (250)$$

Sodann wird die Verbindung beider Cylinderseiten geschlossen, der neue Hub beginnt und setzt fast sofort mit der Saugewirkung ein.

Die Details der Druckausgleichs-Einrichtung sind bei den einzelnen Pumpenfabriken verschieden und sollen hier nicht weiter erörtert werden.

Die Frage, bis zu welcher Luftverdünnung (bis zu welchem geringsten absoluten Druck p_0) man ein Gefäss auspumpen kann, beantwortet sich durch das Folgende:

Wenn ein Gefäss von dem Volumen V_g durch eine doppeltwirkende Pumpe ohne Druckausgleich, deren Cylinderinhalt J ist, ausgepumpt werden soll, so sei das Verhältniss $\frac{J}{V_g} = \beta$, und wenn in dem Gefäss zuerst der Druck $= p$ herrscht, so sei nach n halben Hüben der Druck $= p_n$.

Tabelle 72.

Angabe des geringsten Druckes p_∞, der mit Luftpumpen ohne und mit vollkommenem Druckausgleich erreicht werden kann, bei verschiedenem Verhältniss der schädlichen Räume $\varepsilon = \frac{V_s}{J}$ von 0,01—0,20.

Verhältniss des schädlich. Raumes zum Pumpeninhalt $\varepsilon =$	Geringster erreichbarer Druck nach unendlich vielen Hüben bei						Verhältniss $\frac{h_2}{h_1} = \frac{\varepsilon}{c}$
	Pumpen ohne Druckausgleich			Pumpen mit vollkomm. Druckausgleich			
	kg/qcm	Millimeter Quecks.	als Vakuum gemessen	kg/qcm	Millimeter Quecks.	als Vakuum gemessen	
$\varepsilon =$	p_∞	b_0	$760 - b_0 =$	p_∞	b_m	$760 - b_m$	
0,01	0,010233	7,52	752,5	0,0001003	0,074	759,9	0,0098
0,02	0,020266	14,91	745,1	0,000388	0,285	759,7	0,0191
0,03	0,030105	22,15	727,9	0,000626	0,620	759,38	0,0280
0,04	0,03975	29,23	730,8	0,00143	1,050	759	0,0360
0,05	0,04904	36,2	723,8	0,00216	1,622	758,38	0,0448
0,06	0,058506	43,2	716,8	0,00309	2,281	757,72	0,0528
0,07	0,06761	49,72	710,3	0,00409	3,013	757	0,0606
0,08	0,07655	56,3	703,7	0,00521	3,834	756,17	0,0681
0,09	0,08534	62,75	697,2	0,00643	4,722	755,28	0,0750
0,10	0,0939	69,0	691	0,007728	5,678	754,43	0,0823
0,11	0,1024	75,3	684,7	0,009120	6,707	753,3	0,0891
0,125	0,1148	84,4	675,6	0,01133	8,33	751,67	0,0987
0,135	0,1229	91,2	668,8	0,01290	9,576	750,42	0,1051
0,150	0,1348	100	660	0,01537	11,4	748,6	0,1140
0,165	0,1464	107,6	652,4	0,01796	13,20	746,8	0,1227
0,175	0,1539	113,2	646,8	0,01985	14,60	745,4	0,1290
0,185	0,1614	118,6	641,4	0,02156	15,84	744,2	0,1336
0,200	0,1723	127	633	0,02435	17,95	742,05	0,1413

Dieser Druck ist (nach A. v. Jhering, Die Gebläse):

$$p_n = p\left[\frac{1}{b^n} + \frac{\varepsilon\beta}{b-1}\left(1 - \frac{1}{b^n}\right)\right] \quad . \quad . \quad . \quad (251)$$

worin das Verhältniss des schädlichen Raumes zum Hubvolumen des Kolbens $\varepsilon = \frac{V_s}{J}$ und $b = 1 + (1 + \varepsilon)\,\alpha$ Bequemlichkeitsabkürzungen sind.

Nach unendlich vielen Hüben ist dann der im Gefäss herrschende Druck $= p_\infty$

$$p_\infty = \frac{p \cdot \varepsilon}{1 + \varepsilon} \quad \ldots\ldots \quad (252)$$

Wenn die Pumpe mit vollkommenem Druckausgleich versehen ist, so erzeugt sie nach n halben Hüben im Gefäss einen Druck:

$$p_n = p\left\{\frac{1}{b^n} + \frac{\varepsilon\beta}{b^n} + \frac{\varepsilon\beta}{\alpha c}\left[\frac{\varepsilon\beta}{b-1}\left(1 - \frac{b}{b^n}\right) + \frac{p_n}{p}\left(1 - \frac{b^{(n-1)}}{b^n}\right)\right]\right\} \quad (253)$$

worin noch $c = 1 + 2\,\varepsilon + \varepsilon_1$ ist und nach unendlich vielen Hüben sehr nahe:

$$p_\infty = \frac{p \cdot \varepsilon^2}{(1+\varepsilon)\,(1 + 2\,\varepsilon + \varepsilon_1)} = \frac{p \cdot \varepsilon}{(1+\varepsilon)} \cdot \frac{\varepsilon}{1 + 2\,\varepsilon + \varepsilon_1} \quad \textbf{(254)}$$

Um eine Vorstellung von der Wirkung der schädlichen Räume und vom Druckausgleich zu bilden, ist die Tabelle 72 aufgestellt worden, die (nach Gleichung 254) den nach unendlich vielen Hüben in einem Gefäss mit dem Anfangsdruck p zu erzielenden Enddruck p_∞ angiebt und zwar für Pumpen ohne und mit Druckausgleich. Dabei sind für die schädlichen Räume der Pumpe verschiedene Grössen ($\varepsilon = 0{,}01$—$0{,}200$), und das Verhältniss des Inhalts des Ausgleichkanals zum Hubvolumen des Kolbens

$$\varepsilon_a = \frac{V_a}{J} = 0{,}015$$

angenommen.

Diese Tabelle 72 lässt erkennen, wie durch den Druckausgleich, selbst wenn er nicht ganz vollkommen zu Stande kommt, was wohl in der Praxis der Fall sein wird, die nachtheiligen Wirkungen der schädlichen Räume im höchsten Maasse abgeschwächt werden, und welche Luftverdünnung unter verschiedenen Umständen mit trockenen Luftpumpen theoretisch erreicht werden kann.

XXV. Vom volumetrischen Nutzeffekt der Luftpumpen.

(Siehe A. v. Jhering: Die Gebläse.)

A. Luftpumpen ohne Druckausgleich.

Wenn der Kolben an das Ende seines Hubes gelangt ist, so bleibt nach dem Auspuff der geförderten Luftmenge in einem kleinen

Theil des Cylinders, d. h. im schädlichen Raum das Volumen V_s mit der Spannung der Atmosphäre p übrig. Sobald nun der Kolben zurückgeht, dehnt sich dieses Luftvolumen V_s aus, und zwar solange, bis seine Spannung gleich derjenigen ist, die in dem zu evakuirenden Gefäss herrscht (p_0). Der Raum, den der Kolben bis dahin durchlaufen hat, sei $= V_x$. (Diese Umstände sind die gleichen sowohl bei solchen Luftpumpen, die in einem Gefäss den sehr geringen Druck p_0 erzeugen oder erhalten sollen und die die angesaugte Luft in die Atmosphäre mit dem Druck p befördern, als auch bei solchen Kompressoren, welche die Luft aus der Atmosphäre, in der der Druck p_0 herrscht, nach einem Gefässe drücken sollen, in dem die Spannung p erhalten wird.)

Die Luft wird durch jede Zusammendrückung erwärmt; dies findet ebensowohl statt, wenn Luft von ganz geringem absolutem Druck (oder wenn man will von einem theilweisen Vakuum) auf den Druck der Atmosphäre gebracht wird, als auch, wenn man Luft von 1 Atmosphäre stärker zusammenpresst.

Die Temperatur der zusammengedrückten Luft sei T, diejenige der bis auf den Druck p_0 ausgedehnten $= T_0$, so gilt nach dem Mariotte'schen Gesetz:

$$\frac{V_s \cdot p}{T} = \frac{(V_s + V_x)}{T_0} p_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (255)$$

und hieraus:

$$V_x = \frac{\frac{V_s\, p}{T} - \frac{V_s\, p_0}{T_0}}{p_0} T_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (256)$$

Ist V_e das Volumen, welches der Kolben saugend durchläuft, und J sein Gesammthubvolumen, so ist:

$$J - V_x = V_e,$$

also: $$V_e = J - \frac{\left(\frac{V_s\, p}{T} - \frac{V_s\, p_0}{T_0}\right) T_0}{p_0} \quad \text{und da } V_s = \varepsilon \cdot J \text{ ist} \quad (257)$$

$$V_e = J - \frac{\left(\frac{\varepsilon\, J\, p}{T} - \frac{\varepsilon\, J\, p_0}{T_0}\right) T_0}{p_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (258)$$

Das Verhältniss des saugenden (also des nützlich arbeitenden) Volumens V_e zu dem ganzen Kolbenvolumen J, d. h. der volumetrische Nutzeffekt χ_{va} ist daher:

$$\chi_{va} = \frac{V_e}{J} = 1 - \frac{\left(\frac{\varepsilon \cdot p}{T} - \frac{\varepsilon \cdot p_0}{T_0}\right) T_0}{p_0} \quad . \quad (259)$$

$$\chi_{va} = 1 - \varepsilon \left(\frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} - 1\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(260)}$$

Dies ist der volumetrische Nutzeffekt, für den Fall, dass die durch die Kompression entstehende Wärme auf keine Weise abgeleitet, also erhalten wird. Man nennt sie die adiabatische Kompression.

Man sieht aus dieser Gleichung, dass der volumetrische Nutzeffekt um so grösser ist:

1. je kleiner der schädliche Raum ε ist,
2. je kleiner das Verhältniss des Kompressionsdruckes zum Druck der angesaugten Luft ist (d. h. bei Kompressoren je kleiner der zu erzielende Luftdruck, bei Vakuumpumpen je geringer das zu erzeugende Vakuum zu sein braucht),
3. je höher die Temperatur der komprimirten Luft und je geringer die der angesaugten ist (d. h. je grösser die Temperatur-Differenz zwischen angesaugter und zusammengedrückter Luft ist).

Zur Erzielung eines grossen volumetrischen Nutzeffekts ist also die künstliche Kühlung während der Kompression nicht vortheilhaft, aber sie ist es in der Periode der Ausdehnung.

Man kann die Kühlung durch Mantelkühlung oder durch Einspritzung bewirken; letztere ist die wirkungsvollere, aber sie bedingt einen langsameren Gang der Pumpe und veranlasst leicht deren Verschmutzung.

Gelänge es, die Kühlung ganz vollkommen zu erreichen, sodass während der ganzen Arbeit die Luft konstante Temperatur behielte, so würde $T = T_0$ sein und die Nutzeffekt-Gleichung sich schreiben:

$$\chi_{vi} = 1 - \varepsilon \left(\frac{p}{p_0} - 1\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(261)}$$

Diese Kompression nennt man die isothermische.

Gewöhnlich gelingt es nicht, eine so vollständige Kühlung zu bewirken, obgleich man sich um sie bemüht, und es tritt so ein Zustand ein, der ein Mittel bildet zwischen vollkommener und ganz fehlender Kühlung, man nennt ihn polytropische Kompression. Dieser Nutzeffekt kann ausgedrückt werden durch das Mittel der Resultate der beiden Gleichungen (260) und (261):

$$\chi_{va} = 1 - \varepsilon\left(\frac{p}{p_0}\frac{T_0}{T} - 1\right) \text{ und } \chi_{vi} = 1 - \varepsilon\left(\frac{p}{p_0} - 1\right) \quad (262)$$

Nun sind aber im Allgemeinen für die Ausrechnung des Nutzeffekts bei adiabatischer Kompression die Temperaturen T und T_0 nicht bekannt; wenn man den Nutzeffekt berechnen will, so muss man suchen, diese Grössen durch andere Werthe zu ersetzen, die bekannt sind; es bietet sich als Auskunftsmittel das Poisson'sche oder sogenannte potenzirte Mariotte'sche Gesetz, wonach man an Stelle der Temperaturen die Spannungen setzen kann; es lautet:

$$\frac{T_0}{T} = \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{p_0}{p}\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (263)$$

worin: $$k = \frac{\sigma_l}{\sigma_v} = \frac{0{,}23751}{0{,}16847} = 1{,}41 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (264)$$

und $$\frac{1}{k} = 0{,}7092 \text{ ist} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (265)$$

σ_l ist die specifische Wärme der Luft bei konstantem Druck $= 0{,}2375$.

σ_v ist die specifische Wärme der Luft bei konstantem Volumen $= 0{,}16847$.

Setzt man diese Werthe in die Gleichung (260), so erhält man als berechenbare Gleichung des adiabatischen Nutzeffekts:

$$\chi_{va} = 1 - \varepsilon\left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right] = 1 - \varepsilon\left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{0{,}7092} - 1\right] \quad \mathbf{(266)}$$

B. Luftpumpen mit Druckausgleich.

Wenn der Kolben an das Ende seines Hubes gekommen ist, so ist vor dem Druckausgleich im schädlichen Raum der Zustand der

Luft, wenn angenommen wird, dass der Ausgleichkanal V_a immer mit dem Druckraum kommunicirt:

$$\frac{V_s + V_a}{T} p \quad \ldots \ldots \ldots \quad (267)$$

auf der anderen, grösseren Seite ist der Zustand:

$$\frac{J + V_s}{T_0} p_0 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (268)$$

Nachdem der Druckausgleich stattgefunden hat, ist der Zustand:

$$\frac{(J + 2\,V_s + V_a)}{T_a} p_s \quad \ldots \ldots \quad (269)$$

und da die Zustände vor und nach dem Ausgleich gleich sein müssen:

$$\frac{V_s + V_a}{T} p + \frac{J + V_s}{T_0} p_0 = \frac{(J + 2\,V_s + V_a)}{T_a} p_s \quad \ldots \quad (270)$$

oder:
$$p_s = \frac{\left(\frac{(V_s + V_a)}{T} p + \frac{(J + V_s)}{T_0} p_0\right) T_a}{J + 2\,V_s + V_a} \quad \ldots \ldots \quad (271)$$

Nennt man $V_s = \varepsilon J$ und $V_a = \varepsilon_a J$ und hebt J fort, so ist:

$$p_s = \frac{\left(\frac{(\varepsilon + \varepsilon_a) p}{T} + \frac{(1 + \varepsilon) p_0}{T_0}\right) T_a}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} \quad \ldots \ldots \quad (272)$$

oder:

$$\frac{p_s}{p_0} = \frac{\left(\frac{(\varepsilon + \varepsilon_a) p}{T\ p_0} + \frac{(1 + \varepsilon)}{T_0}\right) T_a}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} \quad \ldots \ldots \quad (273)$$

Bei der isothermischen Kompression, bei der alle Temperaturen gleich bleiben, d. h. $T = T_a = T_0$ ist, wird

$$\frac{p_s}{p_0} = \frac{(\varepsilon + \varepsilon_a) \frac{p}{p_0} + (1 + \varepsilon)}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} \quad \ldots \ldots \quad \mathbf{(274)}$$

Bei der Feststellung der Gleichung für die adiabatische Kompression (276) sei die Vernachlässigung gestattet, dass $T_a = T_0$ ist,

was nicht zutrifft, aber nur einen unerheblichen Einfluss ausübt; dann wird (Gl. 273):

$$\frac{p_s}{p_0} = \frac{(\varepsilon + \varepsilon_a)\,\frac{p}{p_0}\,\frac{T_0}{T} + (1+\varepsilon)}{1 + 2\,\varepsilon + \varepsilon_a} \quad . \quad . \quad . \quad (275)$$

oder mit Anwendung des Poisson'schen Gesetzes:

$$\frac{p_s}{p_0} = \frac{(\varepsilon + \varepsilon_a)\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} + (1+\varepsilon)}{1 + 2\,\varepsilon + \varepsilon_a} \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(276)}$$

Nachdem der Ausgleich stattgefunden hat, wird der Ausgleichkanal auf der Endseite des Kolbens geschlossen, und der Kolben muss zurückgehend den Raum V_x durchlaufen, um den Druck p_a, der nach dem Ausgleich stattgefunden, auf den zu erreichenden p_0 zu ermässigen; dann erst beginnt das Ansaugen; es ist also:

$$\frac{V_s\,p_s}{T_a} = \frac{V_s + V_x}{T_0}\,p_0 = \frac{V_s\,p_0}{T_0} + \frac{V_x\,p_0}{T_0}$$

$$V_x = \left(\frac{V_s\,p_s}{T_a} - \frac{V_s\,p_0}{T_0}\right)\frac{T_0}{p_0}$$

$$V_x = V_s\left(\frac{p_s}{p_0}\,\frac{T_0}{T_a} - 1\right)$$

Der isothermisch-volumetrische Nutzeffekt ist, da $T_a = T_0$ wird;

$$\chi_{vi} = 1 - \frac{V_x}{J} = 1 - \varepsilon\left(\frac{p_s}{p_0} - 1\right) \quad . \quad . \quad (277)$$

oder, wenn man den Werth von $\frac{p_s}{p_0}$ aus Gleichung (274) einsetzt:

$$\chi_{vi} = 1 - \varepsilon\left[\frac{(\varepsilon + \varepsilon_a)\left(\frac{p}{p_0}\right) + (1+\varepsilon)}{1 + 2\,\varepsilon + \varepsilon_a} - 1\right] . \quad \mathbf{(278)}$$

der adiabatisch-volumetrische Nutzeffekt ist:

I. Theil.

Tabelle 73.

Isothermische und adiabatische Werthe und volumetrischer Nutzeffekt χ_v der Luftpumpen und Kompressoren und für isothermische und adiabatische

Schädlicher Raum $\frac{V_s}{J} = \varepsilon$	isothermisch i adiabatisch a	Isothermische und adiabatische Werthe $\frac{p}{p_0} = \frac{\text{Druck der Atmosphären}}{\text{Druck im leergepumpten Gefässe}}$ oder						
		1,1	1,5	2	2,5	3	3,5	4,11
0,01	i	1,001	1,011	1,024	1,036	1,048	1,060	1,075
	a	1,005	1,012	1,019	1,026	1,032	1,038	1,046
0,02	i	1,002	1,016	1,033	1,049	1,060	1,083	1,106
	a	1,000	1,016	1,018	1,025	1,034	1,041	1,052
0,03	i	1,003	1,020	1,042	1,063	1,083	1,105	1,130
	a	0,988	1,000	1,012	1,023	1,035	1,046	1,058
0,04	i	1,004	1,025	1,050	1,075	1,100	1,125	1,165
	a	0,980	0,999	1,009	1,023	1,036	1,048	1,063
0,05	i	1,005	1,029	1,058	1,087	1,116	1,143	1,181
	a	0,972	0,985	1,005	1,020	1,037	1,051	1,068
0,06	i	1,006	1,033	1,066	1,099	1,132	1,165	1,209
	a	0,965	0,985	1,005	1,025	1,038	1,054	1,074
0,07	i	1,007	1,037	1,075	1,111	1,144	1,174	1,237
	a	0,955	0,960	0,999	1,019	1,039	1,065	1,077
0,08	i	1,008	1,045	1,088	1,121	1,160	1,200	1,259
	a	0,950	0,971	0,993	1,017	1,040	1,059	1,085
0,09	i	0,940	1,044	1,091	1,140	1,176	1,230	1,273
	a	1,099	0,963	0,990	1,017	1,040	1,062	1,096
0,10	i	1,010	1,048	1,095	1,155	1,189	1,260	1,337
	a	0,936	0,960	0,975	1,015	1,042	1,065	1,093
0,125	i	1,012	1,053	1,115	1,169	1,230	1,280	1,370
	a	0,920	0,945	0,982	1,015	1,046	1,073	1,103
0,150	i	1,015	1,062	1,126	1,188	1,256	1,313	1,40
	a	0,909	0,942	0,979	1,011	1,046	1,077	1,112
0,175	i	1,017	1,070	1,139	1,200	1,286	1,350	1,433
	a	0,892	0,928	0,970	1,009	1,047	1,080	1,113
0,200	i	1,090	1,079	1,152	1,228	1,300	1,380	1,472
	a	0,879	0,925	0,972	1,007	1,048	1,085	1,125

I. Theil.

Tabelle 73.

von $\frac{p_s}{p_0} = \frac{\text{Druck nach dem Ausgleich}}{\text{Druck im leeren Gefässe}}$

mit und ohne Druckausgleich für schädliche Räume ε von 0,01—0,20 Kompression. Dabei ist ε_a = 0,015 angenommen.

von $\frac{p_s}{p_0} = \frac{\text{Druck nach dem Ausgleich}}{\text{Druck im leergepumpten Gefässe}}$

Druck im leergepumpten Gefässe / Druck der Atmosphären $= \frac{p}{p_0}$

4,74	5,38	6,33	7,6	9,5	12,67	19	36	76,0
1,090	1,105	1,128	1,150	1,203	1,280	1,434	1,845	2,81
1,053	1,060	1,069	1,082	1,100	1,125	1,174	1,285	1,48
1,135	1,150	1,182	1,226	1,281	1,395	1,615	2,164	3,50
1,061	1,071	1,084	1,101	1,124	1,161	1,237	1,392	1,68
1,156	1,185	1,222	1,274	1,355	1,487	1,752	2,464	4,14
1,070	1,084	1,095	1,120	1,153	1,195	1,280	1,475	1,86
1,187	1,220	1,267	1,331	1,447	1,585	1,904	2,758	4,78
1,070	1,092	1,112	1,138	1,178	1,219	1,330	1,564	2,03
1,918	1,255	1,310	1,375	1,485	1,675	2,050	3,044	5,40
1,085	1,102	1,117	1,155	1,201	1,260	1,377	1,650	2,20
1,246	1,290	1,351	1,436	1,540	1,770	2,222	3,314	5,95
1,092	1,112	1,138	1,172	1,225	1,280	1,423	1,733	2,36
1,275	1,323	1,390	1,486	1,625	1,859	2,325	3,576	6,55
1,100	1,121	1,155	1,185	1,247	1,322	1,465	1,813	2,51
1,302	1,353	1,430	1,533	1,690	1,950	2,440	3,825	7,06
1,106	1,130	1,163	1,213	1,260	1,384	1,510	1,895	2,66
1,327	1,377	1,470	1,580	1,747	2,025	2,590	4,075	7,55
1,112	1,139	1,174	1,218	1,285	1,375	1,553	1,900	2,82
1,354	1,414	1,504	1,625	1,805	2,137	2,704	4,313	8,10
1,119	1,145	1,185	1,232	1,309	1,395	1,590	2,015	2,95
1,471	1,484	1,590	1,670	1,940	2,300	2,990	4,842	9,33
1,134	1,165	1,212	1,283	1,356	1,466	1,685	2,206	3,28
1,485	1,514	1,668	1,750	2,061	2,464	3,180	5,392	11,17
1,147	1,178	1,227	1,291	1,403	1,529	1,790	2,365	3,58
1,520	1,534	1,741	1,917	2,183	2,660	3,560	5,768	11,80
1,161	1,210	1,251	1,325	1,439	1,575	1,935	2,511	3,87
1,561	1,665	1,810	2,010	2,292	2,775	3,733	6,320	12,55
1,166	1,219	1,275	1,350	1,477	1,625	1,940	2,647	4,14

Tabelle 73. **II. Theil.**

Schädlicher Raum	isothermisch i	o = ohne Druckausgleich m = mit „					
		o	m	o	m	o	m
		Vakuum mm Quecksilber					
		70		253		380	
$\frac{V_s}{J} =$	adiabatisch			$\frac{p}{p_0} =$		Druck der Atmosphäre / Druck im leeren Gefässe	
ε	a	1,1	1,1	1,5	1,5	2	2
		Volumetrischer Nutzeffekt χ_v der Luftpumpen und					
0,01	i	0,999	0,999	0,995	0,999	0,990	0,999
	a	0,999	0,999	0,997	0,999	0,993	0,999
0,02	i	0,998	0,999	0,990	0,999	0,980	0,999
	a	0,998	0,999	0,994	0,999	0,987	0,999
0,03	i	0,997	0,999	0,995	0,999	0,970	0,999
	a	0,997	0,997	0,990	0,999	0,981	0,999
0,04	i	0,996	0,999	0,980	0,999	0,960	0,998
	a	0,997	0,999	0,987	1,012	0,975	0,999
0,05	i	0,995	0,999	0,975	0,999	0,950	0,997
	a	0,996	0,999	0,984	0,999	0,967	0,999
0,06	i	0,994	0,999	0,970	0,998	0,940	0,996
	a	0,995	0,999	0,980	0,999	0,962	0,999
0,07	i	0,990	0,999	0,965	0,998	0,930	0,995
	a	0,995	0,999	0,977	0,999	0,955	0,999
0,08	i	0,992	0,999	0,960	0,997	0,920	0,993
	a	0,994	0,999	0,973	0,999	0,950	0,999
0,09	i	0,991	0,999	0,955	0,996	0,910	0,992
	a	0,994	0,999	0,970	0,999	0,943	0,999
0,10	i	0,990	0,999	0,950	0,995	0,900	0,991
	a	0,993	0,999	0,967	0,999	0,937	0,999
0,125	i	0,9875	0,998	0,937	0,993	0,875	0,986
	a	0,991	0,999	0,959	0,999	0,916	0,999
0,150	i	0,985	0,998	0,925	0,991	0,850	0,981
	a	0,990	0,999	0,950	0,999	0,905	0,999
0,175	i	0,9825	0,997	0,912	0,988	0,825	0,977
	a	0,987	0,999	0,942	0,999	0,880	0,999
0,200	i	0,980	0,996	0,900	0,999	0,820	0,999
	a	0,986	0,999	0,934	0,985	0,874	0,970

$$\chi_{va} = 1 - \frac{V_x}{J} = 1 - \varepsilon\left(\frac{p_s}{p_0}\frac{T_0}{T_a} - 1\right) \quad . \quad (279)$$

$$= 1 - \varepsilon\left[\left(\frac{p_s}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (280)$$

o	m	o	m	o	m	o	m
Vakuum mm Quecksilber							
456		507		543		580	
oder Druck im Druckgefäss / Druck der Atmosphäre							
2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4,11	4,11
Kompressoren ohne und mit Druckausgleich							
0,985	0,999	0,980	0,999	0,975	0,999	0,969	0,999
0,991	0,999	0,989	0,999	0,986	0,999	0,983	0,999
0,970	0,999	0,960	0,998	0,950	0,998	0,938	0,998
0,982	0,999	0,977	0,999	0,972	0,999	0,966	0,999
0,955	0,998	0,940	0,998	0,925	0,997	0,907	0,996
0,973	0,999	0,965	0,999	0,958	0,999	0,949	0,998
0,940	0,997	0,920	0,996	0,900	0,995	0,876	0,994
0,964	0,999	0,953	0,999	0,944	0,999	0,932	0,998
0,925	0,996	0,900	0,994	0,875	0,993	0,844	0,991
0,954	0,999	0,941	0,999	0,929	0,999	0,915	0,998
0,910	0,994	0,883	0,992	0,850	0,991	0,814	0,988
0,945	0,999	0,930	0,999	0,915	0,998	0,893	0,997
0,895	0,992	0,860	0,991	0,825	0,989	0,783	0,983
0,936	0,999	0,912	0,997	0,900	0,997	0,881	0,996
0,880	0,991	0,840	0,988	0,780	0,984	0,751	0,980
0,927	0,999	0,906	0,998	0,886	0,997	0,863	0,996
0,865	0,988	0,820	0,985	0,775	0,980	0,720	0,976
0,917	0,999	0,894	0,998	0,872	0,997	0,847	0,995
0,850	0,985	0,800	0,981	0,750	0,974	0,689	0,966
0,909	0,999	0,882	0,998	0,857	0,996	0,828	0,994
0,812	0,980	0,750	0,971	0,688	0,965	0,612	0,954
0,884	0,999	0,853	0,996	0,822	0,995	0,827	0,992
0,775	0,973	0,700	0,962	0,625	0,953	0,533	0,940
0,860	0,999	0,823	0,996	0,786	0,991	0,785	0,989
0,738	0,965	0,650	0,951	0,563	0,938	0,456	0,926
0,838	0,999	0,794	0,968	0,750	0,958	0,742	0,985
0,700	0,999	0,600	0,940	0,500	0,924	0,378	0,983
0,814	0,955	0,765	0,994	0,714	0,989	0,655	0,906

oder, wenn man den Werth $\frac{p_s}{p_0}$ aus Gleichung (276) einsetzt:

$$\chi_{va} = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{(\varepsilon + \varepsilon_a)\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} + (1 + \varepsilon)}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad (281)$$

Tabelle 73. **II. Theil.**

Schädlicher Raum	isothermisch / adiabatisch	o = ohne Druckausgleich, m = mit „							
		o	m	o	m	o	m	o	m
		Vakuum mm Quecksilber							
		600		620		640		660	
$\frac{V_s}{J} = \varepsilon$		$\frac{p}{p_0}$ = Druck der Atmosphäre / Druck im leeren Gefäss							
		4,74	4,74	5,38	5,38	6,33	6,33	7,6	7,6
		Volumetrischer Nutzeffekt λ_v der Luftpumpen und							
0,01	i	0,963	0,999	0,956	0,999	0,947	0,999	0,934	0,998
	a	0,980	0,999	0,977	0,999	0,973	0,999	0,968	0,999
0,02	i	0,925	0,998	0,912	0,997	0,893	0,997	0,868	0,996
	a	0,960	0,999	0,954	0,999	0,947	0,999	0,936	0,999
0,03	i	0,888	0,995	0,878	0,994	0,840	0,993	0,802	0,992
	a	0,940	0,998	0,931	0,998	0,920	0,998	0,904	0,997
0,04	i	0,851	0,993	0,825	0,991	0,787	0,990	0,736	0,987
	a	0,920	0,998	0,908	0,997	0,883	0,997	0,872	0,996
0,05	i	0,813	0,990	0,781	0,983	0,734	0,984	0,670	0,987
	a	0,900	0,998	0,885	0,997	0,866	0,996	0,840	0,995
0,06	i	0,776	0,986	0,738	0,983	0,680	0,879	0,604	0,975
	a	0,880	0,997	0,862	0,996	0,839	0,994	0,808	0,992
0,07	i	0,738	0,982	0,694	0,978	0,627	0,973	0,538	0,966
	a	0,860	0,995	0,839	0,993	0,812	0,992	0,776	0,989
0,08	i	0,701	0,976	0,650	0,972	0,574	0,968	0,472	0,958
	a	0,840	0,995	0,816	0,993	0,785	0,992	0,744	0,989
0,09	i	0,664	0,972	0,606	0,967	0,520	0,960	0,406	0,948
	a	0,820	0,994	0,793	0,992	0,760	0,990	0,712	0,987
0,10	i	0,620	0,965	0,562	0,959	0,467	0,950	0,340	0,938
	a	0,800	0,963	0,770	0,990	0,731	0,988	0,680	0,985
0,125	i	0,533	0,941	0,463	9,949	0,334	0,926	0,175	0,916
	a	0,748	0,989	0,715	0,986	0,663	0,983	0,600	0,976
0,150	i	0,439	0,928	0,343	0,923	0,201	0,900	0,010	0,887
	a	0,698	0,985	0,655	0,982	0,600	0,978	0,520	0,971
0,175	i	0,344	0,909	0,234	0,906	0,063	0,871	—	0,840
	a	0,650	0,981	0,600	0,976	0,500	0,971	0,440	0,962
0,200	i	0,252	0,978	0,124	0,971	—	0,963	—	0,954
	a	0,598	0,888	0,540	0,868	0,460	0,838	0,360	0,598

Alle diese Gleichungen, welche unbequemer aussehen als sie sind, sind in der Tabelle 73 für viele, ja wohl für die meisten vorkommenden Fälle ausgerechnet.

Zunächst findet man in derselben nach den Gleichungen (274) und (276) die Werthe von $\frac{p_s}{p_0}$ für die meisten Evakuirungs- und

o	m	o	m	o	m	o	m	o	m
Vakuum mm Quecksilber									
680		700		720		740		750	
oder Druck im Druckgefäss Druck der Atmosphäre									
9,5	9,5	12,67	12,67	19	19	36	36	75,0	75,0
Kompressoren ohne und mit Druckausgleich									
0,915	0,998	0,883	0,997	0,820	0,996	0,650	0,992	0,26	0,982
0,961	0,999	0,953	0,999	0,930	0,999	0,883	0,998	—	0,997
0,830	0,994	0,767	0,993	0,640	0,987	0,300	0,977	—	0,950
0,922	0,999	0,900	0,999	0,860	0,998	0,767	0,995	—	0,991
0,745	0,989	0,640	0,987	0,460	0,978	—	0,957	—	0,936
0,882	0,997	0,850	0,996	0,790	0,996	0,650	0,991	—	0,984
0,660	0,983	0,534	0,970	0,280	0,964	—	0,932	—	0,849
0,853	0,996	0,800	0,994	0,720	0,993	0,533	0,980	—	0,974
0,575	0,976	0,417	0,967	0,100	0,953	—	0,890	—	0,780
0,804	0,993	0,750	0,991	0,650	0,989	0,416	0,979	—	0,963
0,490	0,968	0,300	0,954	—	0,269	—	0,862	—	0,703
0,765	0,997	0,700	0,988	0,580	0,985	0,299	0,977	—	0,951
0,405	0,957	0,183	0,941	—	0,928	—	0,821	—	0,612
0,725	0,988	0,650	0,985	0,510	0,981	0,182	0,962	—	0,937
0,310	0,944	0,068	0,924	—	0,917	—	0,776	—	0,516
0,686	0,986	0,600	0,981	0,440	0,976	0,045	0,955	—	0,923
0,235	0,934	—	0,909	—	0,859	—	0,784	—	0,411
0,647	0,983	0,550	0,967	0,370	0,970	—	0,949	—	0,903
0,150	0,920	—	0,886	—	0,830	—	0,669	—	0,290
0,607	0,980	0,500	0,970	0,300	0,963	—	0,937	—	0,885
—	0,883	—	0,838	—	0,750	—	0,520	—	—
0,509	0,971	0,377	0,968	0,118	0,945	—	0,908	—	0,835
—	0,841	—	0,771	—	0,673	—	0,338	—	—
0,410	0,960	0,246	0,948	—	0,925	—	0,876	—	0,780
—	0,792	—	0,712	—	0,552	—	0,167	—	—
0,330	0,940	0,130	0,935	—	0,898	—	0,848	—	0,720
—	0,934	—	0,909	—	0,860	—	—	—	—
0,214	0,542	—	0,445	—	0,259	—	0,805	—	0,652

Kompressions-Grade, so dass die isothermischen und adiabatischen Nutzeffekte leicht mit Hülfe der Gleichungen (278) und (281) bestimmt werden können. Aber auch die ausgerechneten Werthe dieser Nutzeffekte sind im zweiten Theil der Tabelle 73 notirt, neben denjenigen, welche für Pumpen ohne Druckausgleich gelten,

(Gleichungen (261) und (266)), so dass man darin alle berechenbaren Nutzeffekte übersichtlich zusammen überblickt, was denn auch der Zweck dieser Tabelle ist. Man erkennt aus diesen Vergleichen, dass der volumetrische Nutzeffekt am grössesten ist, wenn der Luftpumpe keine Wärme entzogen wird, dass also die Kühlung der Luftpumpen-Cylinder, wenn man nur den volumetrischen Effekt im Auge hat, eher schädlich als nützlich wirkt. Aber alle diese Zahlen sind der Wirklichkeit nicht vollkommen entsprechend, denn ob man künstliche Kühlung anwendet oder nicht, unter allen Umständen findet durch die Metallwände eine gewisse, nicht unerhebliche Abkühlung statt; es entsteht dadurch die sogenannte polytropische Kompression, die man ungefähr berücksichtigen kann, indem man für jeden Fall die Mittelwerthe zwischen vollkommen gekühlter und gar nicht gekühlter Luftpumpe wählt. Diese Annahme entspricht den Thatsachen am meisten. Uebrigens ist der Unterschied bei den am meisten vorkommenden Fällen nicht sehr gross.

XXVI. Bestimmung des Volumens (V_l), welches aus einem Gefäss mit dem Luftinhalt (V_g) und der Spannung (p_a) abgesaugt werden muss, um darin die geringere Spannung (p_e) zu erreichen.

(Nach F. J. Weiss, Z. d. V. d. I., 1886, S. 646.)

Es ist bisweilen die Frage, wie gross eine Luftpumpe sein muss, mit der ein Gefäss von bekanntem Inhalt in bestimmter Zeit mehr oder weniger luftleer gepumpt werden kann, oder die andere Frage, in welcher Zeit man mit einer vorhandenen Luftpumpe ein bestimmtes Gefäss luftleer pumpen kann. Diese beiden Fragen finden im Nachfolgenden ihre Antwort:

Es bedeute:

V_g = den Luftinhalt des Gefässes in Litern,
J = den nützlichen Inhalt der Luftpumpe in Litern,
p_a = Anfangsspannung im Gefäss in Atm,
p_e = Endspannung im Gefäss in Atm,
V_l = Volumen in Litern, welches abgesaugt werden muss, um die Spannung im Gefäss von p_a auf p_e zu vermindern.

Der Druck im Gefäss sei nach dem

0ten	1ten	2ten	3ten	n^{ten} einfachen Hube
p_a	p_1	p_2	p_3	p_e Atm,

so ist:

$$p_1 (V_g + J) = p_a V_g \text{ also } p_1 = p_a \left(\frac{V_g}{V_g + J}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (282)$$

$$p_2 (V_g + J) = p_1 V_g \text{ „ } p_2 = p_1 \left(\frac{V_g}{V_g + J}\right) = p_a \left(\frac{V_g}{V_g + J}\right)^2 \quad (283)$$

$$p_3 (V_g + J) = p_2 V_g \text{ „ } p_3 = p_2 \left(\frac{V_g}{V_g + J}\right) = p_a \left(\frac{V_g}{V_g + J}\right)^3 \quad (284)$$

$$p_e = p_a \left(\frac{V_g}{V_g + J}\right)^n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (285)$$

$$\text{oder: } \frac{p_e}{p_a} = \left(\frac{V_g}{V_g + J}\right)^n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (286)$$

$$\text{oder: } n = \frac{\ln \frac{p_e}{p_a}}{\ln \frac{V_g}{V_g + J}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (287)$$

Wenn man $\frac{V_g}{V_g + J}$ zu einer binomischen Reihe entwickelt und die höheren Potenzen von $\frac{J}{V_g}$ wegen ihrer Kleinheit vernachlässigt, so ist:

$$\frac{V_g}{V_g + J} = 1 - \frac{J}{V_g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (288)$$

oder:

$$\ln \frac{V_g}{V_g + J} = \ln \left(1 - \frac{J}{V_g}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (289)$$

Den Werth $\ln \left(1 - \frac{J}{V_g}\right)$ wieder zu einer Reihe entwickelt und die höheren Potenzen vernachlässigt, giebt:

$$\ln \left(1 - \frac{J}{V_g}\right) = -\frac{J}{V_g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (290)$$

dies in die Gleichung (287) gesetzt,

$$n = \frac{\ln \frac{p_e}{p_a}}{-\frac{J}{V_g}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (291)$$

$$n\,J = V_g \left(-\ln \frac{p_e}{p_a}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (292)$$

Nun aber ist $n \cdot J$ das gesammte Volumen, das aus dem Gefäss zu entleeren ist, d. h. das der Pumpenkolben zu durchlaufen hat, um den Inhalt von dem Druck p_a auf den Druck p_e zu bringen, also:

$$n \cdot J = V_l = V_g \left(-\ln \frac{p_e}{p_a}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (293)$$

Da p_e immer kleiner ist als p_a, so wird $\ln \frac{p_e}{p_a}$ stets negativ, folglich ist $-\ln \frac{p_e}{p_a}$ stets positiv.

Ist $p_a = 1$, d. h. herrscht zu Anfang im Gefäss der absolute Druck von 1 Atmosphäre, so ist $\ln p_a = 0$ und der Ausdruck lautet $V_l = V_g\,(-\ln p_e)$, ein Ausdruck, der stets positiv ist, da p_e stets kleiner als 1 sein muss.

Nach dieser Formel ist die Tabelle 74 berechnet worden, aus der man nun ohne Weiteres sehen kann, welches Volumen V_l aus Gefässen von $V_g = 500$ bis 4500 Liter Inhalt abgesaugt werden muss, um den Inhalt von dem absoluten Druck von 1 Atmosphäre auf die beabsichtigte geringere Spannung p_e zu bringen. Wieviel Pumpenhübe dazu nothwendig sind, ergiebt sich aus der Grösse der Pumpe. Ist die Zeit gegeben, in der die verlangte Wirkung erzielt werden soll, so findet man leicht die Abmessungen derselben. Aus der Tabelle ist zugleich zu ersehen, dass es sehr nahe ebenso viele Pumpenhübe (oder Zeit) erfordert den Druck im Gefäss von 1 Atmosphäre auf 0,1 Atmosphäre zu erniedrigen, wie von 0,1 auf 0,01 Atmosphäre.

Wenn die Aufgabe gestellt ist, die Spannung in einem Gefäss von dem Druck p_m, der geringer als 1 Atmosphäre ist, auf den noch geringeren Druck p_e zu bringen, so hat man, um das dann abzu-

Tabelle 74.

Angabe des Volumens V_l in Litern, welches aus Gefässen mit dem Luftinhalt V_g = 500 bis 4500 Liter abgesaugt werden muss, um die ursprüngliche innere Spannung p_a = 1 Atm abs (760 mm Quecksilbersäule) auf 0,9 bis 0,01 Atm abs (76 — 754,4 Vakuum) zu vermindern.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Der Druck im Gefäss soll vermindert werden vom Atmosphärendruck p_a bis auf den abs Druck in Atm. p_e	d. h. bis auf ein Vak. von mm	Hülfszahl — log p_e	Soll der ursprüngliche Druck von 1 Atm abs in einem Gefäss mit dem Luftinhalt V_g auf den geringeren p_e in Atm abs gebracht werden, so hat die Pumpe folgendes Volumen V_l in Litern abzusaugen:								
			Inhalt des Gefässes V_g in Litern:								
			500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500
			Abzusaugendes Volumen V_l in Litern:								
0,9	76	0,105	53	105	158	210	263	315	368	420	473
0,8	152	0,223	112	223	335	446	558	669	781	892	1004
0,7	228	0,357	176	351	527	702	878	1053	1229	1404	1760
0,6	334	0,511	256	511	767	1022	1288	1535	1789	2044	2310
0,5	380	0,693	347	693	1040	1386	1733	2079	2426	2762	3119
0,4	456	0,916	458	916	1374	1832	2290	2748	3206	3664	4122
0,3	532	1,204	602	1204	1806	2408	3010	3612	4214	4816	5418
0,25	570	1,385	693	1385	2078	2770	3463	4155	4848	5540	6233
0,2	608	1,61	810	1610	2415	3220	4025	4830	5635	6440	7245
0,15	646	1,90	950	1900	2850	3800	4750	5700	6650	7600	8550
0,1	684	2,30	1150	2300	3450	4600	5750	6900	8050	9200	10550
0,09	691,6	2,41	1205	2410	3615	4820	6025	7230	8435	9640	10845
0,08	699,2	2,53	1265	2530	3795	5060	6325	7590	8855	10120	11385
0,07	706,8	2,66	1330	2660	3990	5320	6650	7980	9310	10640	11970
0,06	717,4	2,81	1405	2810	4215	5620	7025	8430	9835	11240	12645
0,05	722	3,00	1500	3000	4500	6000	7500	9000	10500	12000	13500
0,04	729,6	3,22	1610	3220	4830	6440	8050	9660	11270	12880	14490
0,03	737,2	3,51	1755	3510	5265	7020	8775	10530	12285	14040	15795
0,02	751,1	3,91	1950	3910	5865	7820	9775	11730	13685	15640	17595
0,01	753,4	4,61	2305	4610	6915	9220	11525	13830	16135	18440	20745

saugende Luftvolumen zu finden, nur das Volumen, welches zur Erniedrigung der Spannung von 1 auf p_m abzusaugen war, von dem abzuziehen, das zur Erniedrigung der Spannung von 1 auf p_e abgesaugt werden muss.

Beispiel. a) Ein Gefäss mit dem Inhalt V_g = 2000 Liter, in dem die Spannung von 1 Atmosphäre absolut = p_a herrscht, soll auf p_e = 0,2 Atmosphären evakuirt werden.

Aus Tabelle 74, Spalte 7, Zeile 9 findet man, dass zu diesem Zweck 3220 Liter abgesaugt werden müssen.

Beispiel. b) In einem Gefäss von $V_g = 2000$ Litern Inhalt, in dem ein Druck von 0,5 Atmosphären herrscht, soll derselbe auf 0,2 Atmosphären erniedrigt werden; welches Volumen ist dazu abzusaugen?

Aus Tabelle 74, Spalte 7, Zeile 9 ersieht man, dass, um den Druck im Gefäss von 1 Atmosphäre auf 0,2 Atmosphären zu bringen, 3220 Liter abgesaugt werden müssen, und ferner lehrt Spalte 7, Zeile 5, dass, um den Druck im Gefäss von 1 Atmosphäre auf 0,5 Atmosphären zu erniedrigen, 1386 Liter entfernt werden müssen.

Um also den Druck im Gefäss von 0,5 auf 0,2 Atmosphären herabzusetzen, muss man 3220 — 1386 = 1834 Liter aus demselben abpumpen. Hieraus kann man dann die Abmessungen der Luftpumpe bestimmen.

Alphabetisches Sachregister.

	Seite
Aetherdampfgewicht durch Rohre (Tab. 55)	268
Alkoholdampf.	
— Geschwindigkeit in Rohren (Tab. 33) . .	171
— Gewicht durch Rohre (Tab. 34)	170
— Kondensation (Tab. 52, 54, 55) . . 257, 264,	268
Blasen.	
— Dampfdruck auf Blasen	153
— Springhöhe	153
— Volumenvergrösserung (Tab. 29)	157
Brennstoffe, Eigenschaften (Tab. 3)	12
Dampf.	
— Aetherdampf-Gewicht durch Rohre strömend (Tab. 55)	268
— Alkoholdampf-Gewicht durch Rohre strömend (Tab. 34, 55)	170
— Dampfdruck auf Tropfen (Tab. 23, 24, 25) .	115
— Diagramm d. Temperaturen	69
— Druckverlust in Rohren (Tab. 30)	159
— Eigenschaften des Wasserdampfes (Tab. 9) .	26
— Einblasen von gesättigtem Dampf	17
— Entwickelung in jedem Verdampf-Körper (Tab. 18)	87
Dampf.	
— Geschwindigkeit in Apparaten (Tab. 27) 121,	149
— Geschwindigkeit in Rohren (Tab. 31) . .	162
— Gewicht durch Rohre strömend (Tab. 14, 32, 55) 48, 167,	268
— Gewicht zur Wasser-Erwärmung (Tab. 62a) 17,	285
— Heizfläche zur Ueberhitzung (Tab. 7 u. 8) .	21
— Ventil-Durchmesser (Tab. 14)	48
— Volumen des überhitzten (Tab. 6) . . .	20
— Wärmebedarf zum Ueberhitzen (Tab. 5) .	19
Doppelboden zum Erwärmen 29,	52
— zum Verdampfen . .	51
Druck.	
— Ausgleich bei Luftpumpen.	371
— Dampf- und Luftdruck auf Tropfen (Tab. 23, 24)	115
— geringster mit Luftpumpe zu erreichen (Tab. 72)	366
— Verlust in Rohren bei Alkohol-Wasserdampf	172
— — bei Wasserdampf (Tab. 30)	160
— — bei Luft	173
— — bei Wasser . . .	175

Seite

Mittlere Temperaturdifferenz.
— im Stufenkondensator (Tab. 50 . . 240
— bei Verdampfung im Vakuum 55

Nutzeffekt (volumetrischer) (Tab. 73) der Luftpumpe mit Druckausgleich . . 371
— ohne Druckausgleich . 368

Oberflächen (siehe Heizflächen und Kühlflächen).
— Kondensator (Kühler) (Tab. 52) 250
— Kondensator-Beispiele (Tab. 58) 272
— der Tropfen und Strahlen (Tab. 45) 222

Pumpe (siehe Luftpumpe).

Rieselkondensator (Tab. 61) 280
Rieselkühler (Tab. 67) . 312
Rohre.
— Druckverlust d. Dampfs 160
— — der Luft . . . 173
— — des Wassers . . 175
— Geschwindigkeit des Dampfes (Tab. 31, 33) 165
— durch Rohre strömendes Wasserdampfgewicht (Tab. 32) . . . 166
— Alkoholdampfgewicht (Tab. 34) 170
— Aetherdampfgewicht (Tab. 55) 268
— Luftgewicht (Tab. 35) 173
— Wassergewicht (Tab. 36) 174
— Verhältniss $\frac{l}{d}$ zum Kondensiren (Tab. 57) . . 267
— — zum Erwärmen 386, 289, 291
— — zum Kühlen (Tab. 64) 299
— — zum Verdampfen (Tab. 13) . . . 42
Rührwerk 288, 291

Schaumscheider (Tab. 28) 127, 153
Schlangen zum Erwärmen 285

Seite

Schlangen.
— zum Verdampfen . 36, 42
Siedetemperaturen in unteren Schichten siedender Flüssigkeiten (Tab. 16) . 70
— im Vakuum (Tab. 15) 57
Springhöhen der Flüssigkeiten über Doppelböden 148
— aus Heizrohren (Tab. 26) . . . 131, 133, 142
— auf offenem Feuer . . 148
— der Tropfen 150
Strahlen (Tab. 45, 46) 221, 228
Stufenkondensator (Tab. 50) 240

Temperatur-Differenz (siehe mittlere Temperatur-Differenz)
Transmissions-Koefficient (siehe Wärmetransmissions-Koefficient).
Trockengehalt (Tab. 18, 20, 21, 22) . . 87, 100, 104, 107
— in Mehrkörper-Apparaten mit Extradampf (Tab. 20) 100
— — ohne Extradampf (Tab. 18) . . . 87
— in verdampften Laugen (Tab. 22) 107
Tropfen.
— Druck des Dampfes auf fallende (Tab. 23) 115, 120
— — des geneigten Dampfstromes (Tab. 24, 25) . . 125
— Erwärmung (Tab. 46) 227
— Fallhöhen (Tab. 48) . 232
— Fänger (Tab. 28) 127, 153
— Oberflächen und Inhalte (Tab. 45) . . . 222
— Springhöhen (Tab. 26) 129

Ueberlauf (Tab. 43) . . . 214

Vakuum.
— Heizfläche zu Inhalt darin 54
— Siedetemperatur der Flüssigkeit darin (Tab. 15) 55
— Wärmeübertragung darin 58

Seite

Ventile für Dampf (Tab. 14) 48

Verdampfungsleistung der Doppelböden . . . 50
— der Heizschlangen (Tab. 13) 42
— der Mehrkörperapparate mit Extradampf 94
— — ohne Extradampf 59
— im Vakuum 59

Volumen aufsteigender Blasen (Tab. 29) 157
— des gesättigten Dampfes (Tab. 9) 26
— des überhitzten Dampfes (Tab. 6) 21
— der verdünnten Luft (Tab. 47) 229
— der warmen Luft (Tab. 59) 277
— um 1 Gefäss leer zu pumpen (Tab. 74) . . 380

Wärmeaufnahme d. Eises 294
— der Luft (Tab. 68) . . 317
— der Wasserkörper (Tab. 46) 220

Wärmeleitung der Metalle (Tab. 10 u. 11) 32
— des Wassers 222

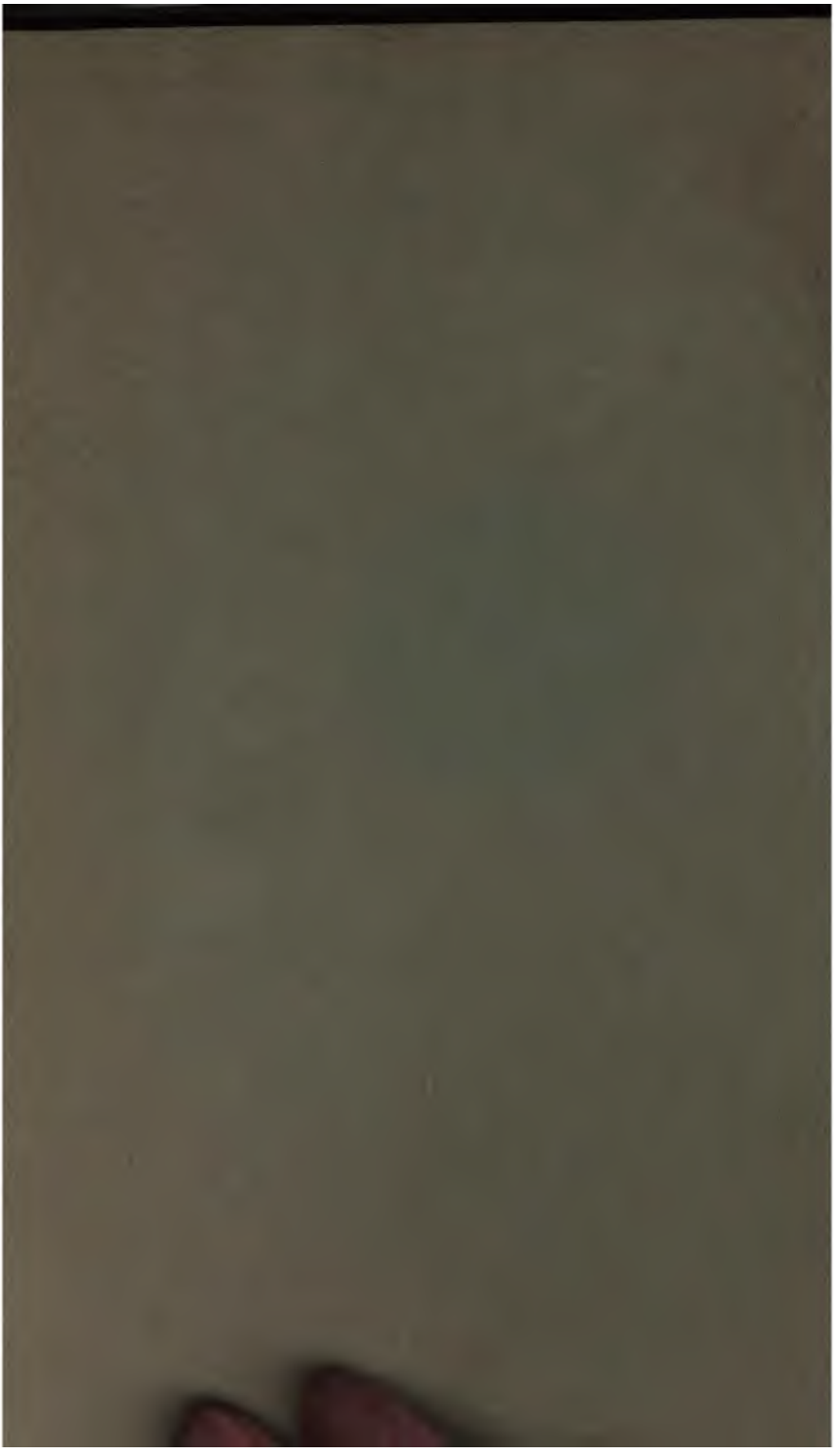
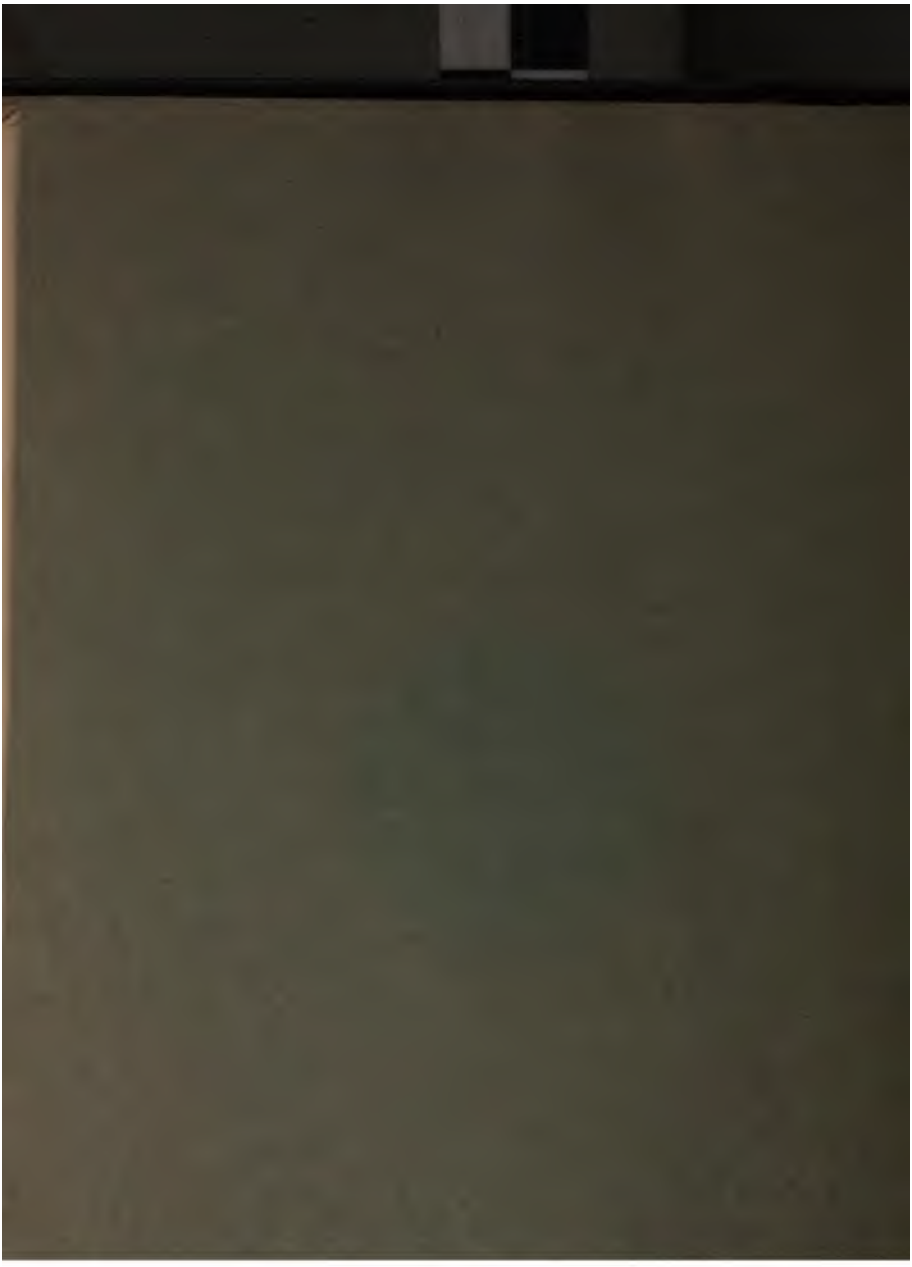
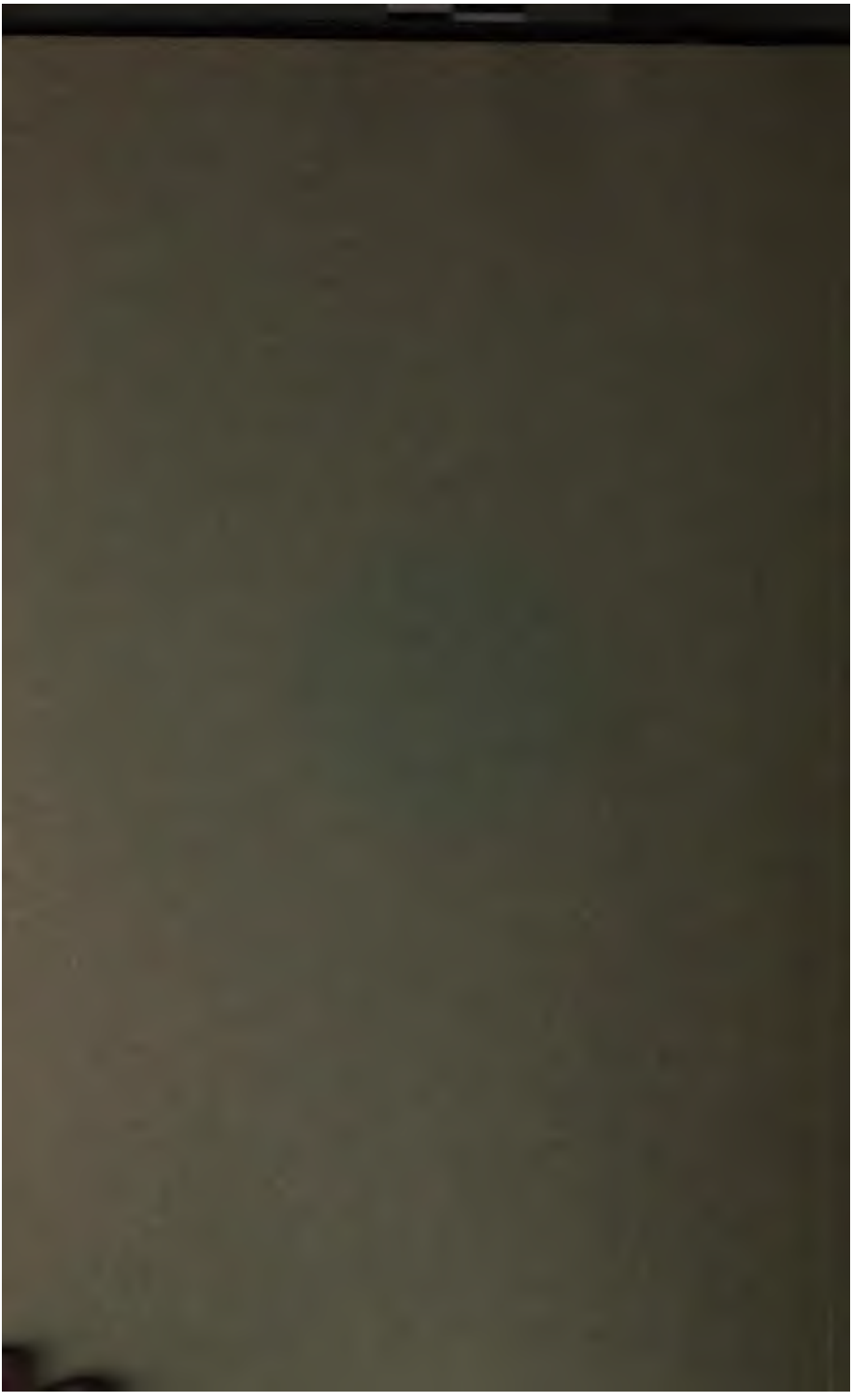
Wärme-Transmissions-Koefficient zwischen Kondensat und Kühlwasser (Tab. 63) . . . 260, 297
— zwischen Dampf und Kühlwasser (Tab. 53) 258
— zwischen Dampf und siedendem Wasser (Tab. 12) 37
— im Dampfüberhitzer . 22
— bei direktem Feuer . 14
— in Doppelböden . . . 50
— beim Erwärmen 288, 289, 291
— zwischen 2 Flüssigkeiten (Tab. 63) 296, 298
— zwischen Dampf und Wasser bei direkter Berührung (Tab. 50) . . 243
— im Mehrkörper-Apparat 114

Seite

Wärme-Transmissions-Koefficient.
— zwischen Luft und Wasser bei direkter Berührung 317, 329
— bei Oberflächen-Luftkühlung 277
— im Rauchkanal . . . 15
— im Rieselkondensator 281
— im Rieselkühler . . 316
— im Vakuum 58
— beim Verdampfen in Heizschlangen (Tab. 12, 13) 37
— beim Verdampfen durch heisse Flüssigkeiten . 23
— Versuchsresultate 16, 29, 38, 49, 52, 192, 201, 316, 214, 284, 292, 305, 311, 326

Wärme-Schutz-Masse . . 200

Wärme-Uebertragung.
— bei Doppelböden . 29, 50
— bei direktem Feuer . 14
— in Heizschlangen (Tab. 13) 37
— Hindernisse 24
— durch Luft (Tab. 60, 68) 277, 317, 329
— im Mehrkörper-Apparat 114
— im Rauchkanal (Tab. 4) 15
— im Rieselkondensator. 280
— im Rieselkühler (Tab. 67) 312
— beim Rührwerk . 288, 291
— im Ueberhitzer (Tab. 67) 21
— im Vakuum 58
— Versuchsresultate 16, 29, 38, 275, 305, 311, 316, 326
— an Wasser im Oberflächen-Kondensator (Tab. 53, 63) 257
— an Wasser im Einspritz-Kondensator (Tab. 50) 46, 228, 243
— Widerstände 31

Wärmeverlust 184
— Berechnung nach einfacher Formel (Tab. 40) 198
— nach E. Péclet (Tab. 37) 184

	Seite
Wärmeverlust.	
— der Rohre und Gefässe (Tab. 39, 40)	194
— des Quadruple-Effet .	199
— Verhütung	200
— Versuchsresultate (Tab. 38)	192
Wasser.	
— Bedarf für Kondensation (Tab. 41) . .	207
— — des nassen Kondensators (Tab. 41, 70)	334
— — des trockenen Kondensators (Tab. 41, 71)	361
— Erwärmung durch Berührung (Tab. 45, 46)	220, 242
— — durch Dampfeinströmung . . .	17
— — durch Dampfschlange . . 285,	291
— — durch Doppelboden . . . 50,	290
Wasser.	
— Erwärmung durch direktes Feuer (Tab. 4)	14
— — durch ruhenden Dampf (Tab. 62b)	291
— — im Stufen-Kondensator (Tab. 50) .	240
— Fallrohr (Tab. 42) . .	210
— Gewicht in Gefässen aufsteigend (Tab. 56) .	268
— Gewicht durch Rohre fliessend (Tab. 36) . .	174
— Gewicht zuverdampfen, um bestimmte Saftkoncentration zu erreichen (Tab. 22)	107
— Kühlung (Tab. 68, 69a)	317
— Luftgehalt desselben .	333
— Vertheilung durch Löcher (Tab. 44) . . .	215
— Vertheilung durch Ueberlauf (Tab. 43) .	214
Widerstände in Rohrleitungen 160, 173,	174